

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Modifikace systému pohonu žehlicího válce žehliče
Modification of a Roll Driving System of an Iron Roller

Student:

Bc. Jiří Kauzlarič

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Zdeněk Foltá, Ph.D.

Ostrava 2016

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jiří Kauzlarič**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: **Modifikace systému pohonu žehlicího válce žehliče**
Modification of a Roll Driving System of an Iron Roller
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Proveďte modifikaci systému pohonu žehlicího válce žehliče Alliance Laundry s.r.o. řady D320, ve verzi s možnou reverzací pohybu, při zachování řešení přímého pohonu – letmo uložené převodovky s motorem na hnacím hřídeli válce žehliče a možností manuálního pohonu ze strany výstupního hřídele.

1. Proveďte rešerši v zadané oblasti a analýzu stávající konstrukce pohonu.
2. Navrhněte variantní řešení modifikace pohonu a proveďte jejich hodnocení.
3. Konstrukčně zpracujte vybranou variantu, včetně 3D modelů.
4. Proveďte potřebné a pevnostní a životnostní analýzy.
5. Zpracujte sestavný výkres a další dokumentaci podle zadání vedoucího práce.

Seznam doporučené odborné literatury:

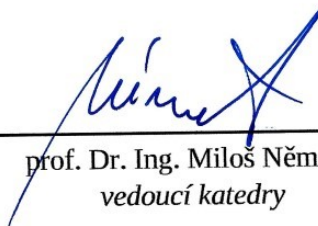
Boháček, F. Části a mechanismy strojů I a II. Brno: VUT Brno, 1987.
Bolek, A. a kol. Části strojů - svazek 1. a 2. Praha: SNTL, 1990.
Němec, J. a kol. Pružnost a pevnost ve strojírenství. Praha: SNTL, 1989.

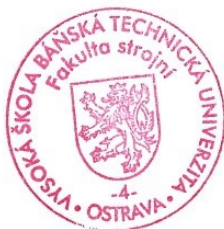
Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Zdeněk Foltá, Ph.D.**

Datum zadání: 11.12.2015

Datum odevzdání: 16.05.2016


prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry




doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 11. 5. 2016

.....
Kaušlariš
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 11.5.2016

Kauzlarič

Podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Jiří Kauzlarič

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Na Štěpnici 257

739 23 Stará Ves nad Ondřejnicí

Česká republika

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

KAUZLARIČ, J. *Modifikace systému pohonu žehlicího válce žehliče: diplomová práce.* Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2016, 68 s. Vedoucí práce: Folta, Z.

Tato diplomová práce se zabývá modifikací pohonu žehlicího válce žehliče. Navržené modifikace umožňují použití reverzace elektromotorem, neovlivňují uspořádání dalších komponentů použitých ve stroji a zachovávají řešení přímého pohonu žehliče, s možností nouzového manuálního otáčení soustavou válců klikou, chráněné patentem EP 2 532 780 A1. Z navržených modifikací je vybráno optimální řešení. Pro vybrané řešení je proveden silový rozbor, pevnostní a deformační kontroly a to i za využití MKP. Dále je pro vybrané komponenty provedena kontrola životnosti. Dále je pro toto řešení vytvořena požadovaná výkresová dokumentace.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

KAUZLARIČ, J. *Modification of a Roll Driving System of an Ironer Roller: Master Thesis.* Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2016, 68 p. Thesis head: Folta, Z.

This master thesis is focused on modification of a roll drive system of an ironer roller. Designed modifications enable to use a reversing by electromotor, not affecting layout of other components used in machine and keep the system of the direct drive, with manual emergency motion of roll system by handle, protected by patent EP 2 532 780 A1. The optimal solution is selected from designed modifications. Force, strength and deformation analysis are made for the selected solution. Some of these analysis is performed by FEM. Further, the requested drawing documentation is created for this solution.

Obsah

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ	7
1 Úvod.....	10
2 Přehled současné techniky	11
2.1 Porovnání funkčních principů	11
2.1.1 Korytové žehliče	11
2.1.2 Válcové žehliče	12
2.2 Typy ohřevů	12
2.3 Porovnání uspořádání pohonu válcového žehliče	12
2.3.1 Nepřímý pohon	13
2.3.2 Přímý pohon.....	13
2.4 Pohonná jednotka	14
2.4.1 Druhy převodovek	14
2.4.2 Spojky používané v pohonech	16
3 Rozbor současného stavu systému pohonu žehliče	18
3.1 Parametry žehliče D320	18
3.2 Popis současného konstrukčního řešení	19
3.3 Popis funkce pohonné jednotky	22
4 Návrh variant modifikací	23
5 Zhodnocení variant a volba výsledné varianty	24
6 Geometrický a silový rozbor soukolí.....	25
7 Návrhové a kontrolní výpočty	28
7.1 Volba spojky	28
7.2 Kontrola drážkování.....	28
7.3 Návrh spoje šnekového kola s dutou hřídelí	31
7.4 Kontrola duté hřídele.....	34
7.4.1 Výpočet reakcí a ohybových momentů pro statickou kontrolu	35
7.4.2 Statická kontrola	37
7.4.3 Výpočet reakcí a ohybových momentů pro dynamickou kontrolu.....	38
7.4.4 Dynamická kontrola.....	41
7.5 Kontrola hnací hřídele žehlícího válce.....	42
7.5.1 Výpočet reakcí a ohybových momentů	43
7.5.2 Statická kontrola	45
7.5.3 Výpočet reakcí a ohybových momentů pro dynamickou kontrolu.....	46
7.5.4 Dynamická kontrola.....	48
7.6 Kontrola ložisek	50
7.7 MKP analýza.....	53
7.7.1 Kontrola deformací	53
7.7.2 Kontrola napětí	57
8 Závěr	64
9 Použitá literatura a zdroje	65
Seznam příloh	67
Poděkování.....	68

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ

a_1	Součinitel spolehlivosti	[–]
a_{ISO}	Součinitel trvanlivosti SKF	[–]
b_{li}	Šířka kluzného pouzdra	[mm]
d_{aji}	Hlavový průměr drážkování hřídele	[mm]
d_{D0}	Vnitřní průměr duté hřídele	[mm]
d_{D1}	Vnější průměr duté hřídele	[mm]
d_{Ddi}	Průměr díry hřídele	[mm]
d_{f2}	Patní průměr šnekového kola	[mm]
d_{fji}	Patní průměr drážkování hřídele	[mm]
d_{ji}	Průměr hřídele	[mm]
d_{li}	Vnitřní průměr kluzného pouzdra	[mm]
d_{LD}	Průměr lepeného spoje	[mm]
d_{sji}	Střední průměr drážkovaného spoje	[mm]
ei	Dolní úchylka tolerance hřídele	[mm]
es	Horní úchylka tolerance hřídele	[mm]
f	Součinitel tření	[–]
f_a	Součinitel aktivátoru lepidla	[–]
f_{ges}	Suma koeficientů lepeného spoje	[–]
f_s	Součinitel velikosti spáry lepeného spoje	[–]
f_t	Součinitel stárnutí lepidla za tepla	[–]
f_{tp}	Součinitel pevnosti lepidla za tepla	[–]
f_v	Součinitel rychlosti vytvrzení lepidla	[–]
h_{ji}	Nosná výška drážky evolventního drážkování	[mm]
i_{12}	Převodový poměr	[–]
k	Bezpečnost lepeného spoje	[–]
k_{sji}	Součinitel statické bezpečnosti hřídele	[–]
k_{sLi}	Součinitel statické bezpečnosti ložiska	[–]
l_{ji}	Délka evolventního drážkování náboje	[mm]
l_{LD}	Délka lepeného spoje	[mm]
l_{pD}	Délka lisovaného spoje	[mm]
m_{ji}	Modul drážkování	[mm]
m_x	Osový modul	[mm]
n	Součinitel bezpečnosti lisovaného spoje	[–]
n_i	Otáčky hřídele	[min ⁻¹]
n_{ji}	Součinitel výsledné dynamické bezpečnosti	[–]
$n_{\sigma ji}$	Součinitel dynamické bezpečnosti v ohybu	[–]
$n_{\tau ji}$	Součinitel statické bezpečnosti v krutu	[–]
p_{1max}	Maximální tlak lisovaného spoje	[MPa]
p_{1min}	Minimální tlak lisovaného spoje	[MPa]
p_i	Statický tlak na kluzné pouzdro	[MPa]
p_{ji}	Tlak na bocích drážkování	[MPa]
p_{jidov}	Dovolený tlak na bocích drážek	[MPa]
p_{KPDov}	Dovolený tlak na kluzné pouzdro	[MPa]
t_m	Montážní teplota ohřevu	[°C]
t_0	Výchozí teplota	[°C]
v	Montážní vůle	[mm]
z_i	Počet zubů ozubených kol	[–]

z_{ji}	Počet drážek evolventního drážkování	$[-]$
C_{0Li}	Statická únosnost ložiska	$[N]$
C_h	Rozměrová charakteristika hřídele	$[-]$
C_{Li}	Základní dynamická únosnost ložiska	$[N]$
C_n	Rozměrová charakteristika náboje	$[-]$
D_{aji}	Hlavový průměr drážkování náboje	$[mm]$
D_{fji}	Patní průměr drážkování náboje	$[mm]$
D_i	Roztečný průměr ozubení	$[mm]$
E_h	Modul pružnosti v tahu (hřídele)	$[MPa]$
E_n	Modul pružnosti v tahu (náboje)	$[MPa]$
EI	Dolní úchylka tolerance díry	$[mm]$
ES	Horní úchylka tolerance díry	$[mm]$
F_{ai}	Axiální síla v soukolí	$[N]$
F_{ri}	Radiální síla v soukolí	$[N]$
F_{ti}	Tečná síla v soukolí	$[N]$
K	Koeficient bezpečnosti spojky	$[-]$
L_{10h}	Základní trvanlivost ložiska	$[hod]$
L_{10mh}	Modifikovaná trvanlivost ložiska	$[hod]$
M_{kji}	Točivý moment statického zatížení	$[N \cdot mm]$
M_{kjdyn}	Točivý moment dynamického zatížení	$[N \cdot mm]$
M_{oji}	Výsledný ohybový moment statického zatížení	$[N \cdot mm]$
M_{ojdyn}	Výsledný ohybový moment dynamického zatížení	$[N \cdot mm]$
M_{xyji}	Ohybový moment statického zatížení v rovině xy	$[N \cdot mm]$
M_{xyjdyn}	Ohybový moment dynamického zatížení v rovině xy	$[N \cdot mm]$
M_{xzji}	Ohybový moment statického zatížení v rovině xz	$[N \cdot mm]$
M_{xzdyn}	Ohybový moment dynamického zatížení v rovině xz	$[N \cdot mm]$
P_i	Ekvivalentní zatížení ložiska	$[N]$
R_{ia}	Axiální reakce v podpoře	$[N]$
R_{ir}	Výsledná radiální reakce v podpoře	$[N]$
R_{iy}	Radiální reakce v podpoře v ose y	$[N]$
R_{iz}	Radiální reakce v podpoře v ose z	$[N]$
R_{Pi}	Rádus přechodu průměrů	$[mm]$
S_{jmin}	Minimální plocha průřezu hřídele	$[mm^2]$
S_{LD}	Nosná plocha lepeného spoje	$[mm^2]$
T_{2L}	Přenesitelný točivý moment lepeného spoje	$[N \cdot mm]$
T_{2N}	Jmenovitý moment spojky	$[N \cdot mm]$
T_i	Moment na hřídeli převodovky	$[N \cdot mm]$
T_j	Jmenovitý výstupní moment motoru	$[N \cdot mm]$
T_{MAX}	Moment zvratu motoru	$[N \cdot mm]$
T_Z	Záběrový moment motoru	$[N \cdot mm]$
T_{erf}	Požadovaný výstupní moment převodovky	$[N \cdot mm]$
W_{kji}	Modul průřezu v ohybu	$[mm^3]$
W_{oji}	Modul průřezu v krutu	$[mm^3]$
\sqrt{A}	Neuberova konstanta	$[-]$
α	Teplotní roztažnost	$[K^{-1}]$
α_{kji}	Součinitel koncentrace napětí v krutu	$[-]$
α_n	Úhel záběru soukolí	$[^\circ]$
α_{oji}	Součinitel koncentrace napětí v ohybu	$[-]$

β_{oji}	Vrubový součinitel	[—]
γ	Úhel stoupání šroubovice šneku	[°]
ε_{vji}	Součinitel velikosti součásti	[—]
η_{oz}	Účinnost šnekové převodovky	[—]
η_{pji}	Součinitel kvality povrchu	[—]
μ_j	Poissonovo číslo	[—]
ρ_i	Poloměr vrubu	[mm]
σ_{Cox}	Základní mez únavy	[MPa]
σ_{Coji}^*	Mez únavy skutečné součásti	[MPa]
σ_{oji}	Napětí v ohybu	[MPa]
σ_{redji}	Redukované napětí	[MPa]
σ_{tji}	Napětí v tahu	[MPa]
τ_{kji}	Napětí v krutu	[MPa]
τ_{pl}	Pevnost lepidla ve smyku	[MPa]
φ_{ji}	Podíl nosných drážek drážkování	[—]
φ'	Třecí úhel	[°]
Δd_{D1max}	Maximální vůle spoje	[mm]
Δd_{D1min}	Minimální vůle spoje	[mm]

1 Úvod

Tato diplomová práce je zaměřena na systém pohonu průmyslového žehliče, jeho konstrukční modifikace, včetně možnosti reverzace.

Prádelny jsou v současnosti velice rozšířené a to i díky přibývajícimu počtu uživatelů. A to uživatelů „přímých“, kteří využívají služeb veřejných samoobslužných prádelen či domovních prádelen nebo uživatelů jako jsou hotely, restaurace, nemocniční či jiná zdravotnická zařízení nebo komerční průmyslové prádelny. Do prádelny, kde je větší množství zpracovávaného prádla, patří, kromě pracích a sušících strojů, také žehliče. Ty, kromě urychlení procesu žehlení v souvislosti s množstvím vyžehleného prádla, oproti žehlení ručnímu také usnadňují práci, zejména při žehlení rozměrných kusů prádla, jako jsou například ubrusy nebo povlečení.

Při procesu žehlení mohou nastat problémové situace, způsobené obsluhou žehliče nebo samotným zařízením. Jedná se například o uvíznutí prádla mezi žehlicími pásy a žehlicím válcem způsobené špatným vložením prádla, kdy dojde k jeho pokrčení a zaseknutí v mezeře mezi pásy a válcem, nebo o zastavení pohonu v důsledku výpadku elektrické sítě či poruchy motoru. Proto, aby žehliče plnily svou funkci spolehlivě a bezpečně, jsou vybaveny řadou bezpečnostních a funkčních prvků, které řeší odstranění nebo zmírnění důsledků těchto a jiných problémů nebo poruchových situací, při kterých může dojít například ke spálení žehleného prádla, což může vést až ke vzniku požáru.

Pro výše jmenované problémy, zastavení motoru nebo uvíznutí prádla, je potřeba zajistit funkci, která zabráni poškození prádla nebo celého stroje. Tuto funkci lze zajistit například elektronicky, reverzací elektromotoru. Ovšem v případě výpadku proudu nebo poruchy motoru zde musí vždy být i možnost manuálního pootočení válci a tím vytažení prádla z žehlicího prostoru. Optimálně navržený systém manuálního otáčení by měl zajistit mimo jiné, aby manipulace s ním byla jednoduchá, spolehlivá a nezpůsobovala problémy obsluze v důsledku překonávání velkých odporů žehlicího ústrojí a částí pohonu proti pohybu. To vše se odvíjí od konstrukce pohonu. Zatímco manuální otáčení, a to buď v přímém, nebo reverzním směru, je nutností u každého žehliče, a to i z bezpečnostních důvodů zmíněných výše, elektronická reverzace přímo pomocí elektromotoru je použita jen u některých modelů.

Tato diplomová práce se zabývá právě modifikací pohonu nižší výrobní řady žehliče, disponující pouze možností manuálního otáčení soustavou válců v přímém směru, na pohon s možnou reverzací elektromotorem. Tato modifikace má vést ke zjednodušení obsluhy, zvýšení ergonomičnosti, urychlení řešení krizových situací a umožnění procesu reverzace. Tím dojde i ke zvýšení přidané hodnoty zařízení a zlepšení konkurenční pozice ve srovnání s žehličí v dané třídě.

Pro vypracování této práce jsem si stanovil následující cíle:

1. provedení rešerše v oblasti žehličů a částí pohonů
2. návrh variant konstrukčních úprav pohonu a jejich stručné zhodnocení
3. provedení návrhových a pevnostních výpočtů u vybrané navržené varianty
4. zpracování sestavného výkresu navrženého konstrukčního uzlu

2 Přehled současné techniky

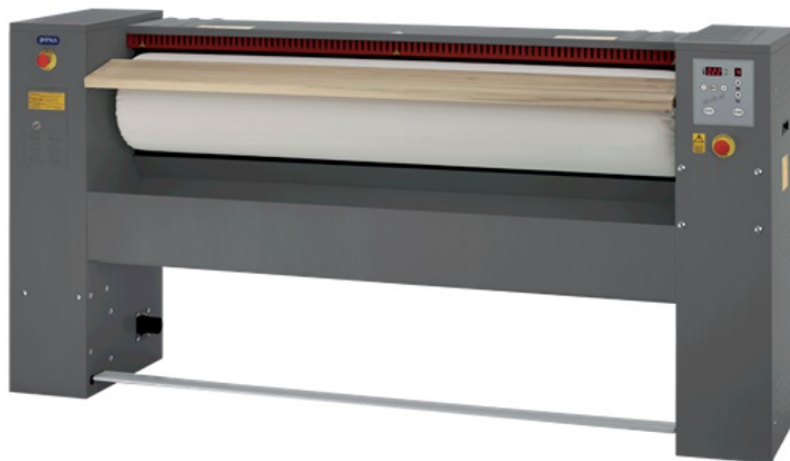
V současnosti se na trhu s prádelenskou technikou pohybuje řada firem. Jejich výrobky jsou při vnějším pohledu velmi podobné. Odlišnosti se týkají především konstrukčních detailů a funkcí, kterými je stroj vybaven. Žehliče však lze rozdělit do několika skupin podle základních hledisek, které mají všichni výrobci stejné. Může to být například odlišnost v uspořádání a řešení pohonu, odlišnost funkčních principů procesu žehlení, typ ohřevu, účel použití žehliče z čehož se odvíjí také jeho vnější vzhled, rozměry a různorodost funkcí, které žehlič vykonává nebo umožňuje nastavit.

2.1 Porovnání funkčních principů

Podle tohoto hlediska lze žehliče rozdělit na dvě základní skupiny. První skupinu tvoří konstrukčně podstatně jednodušší žehliče korytové. Druhou skupinou, kterou tvoří konstrukčně složitější a často rozměrnější stroje, jsou žehliče válcové. Nejvýraznějším rozdílem mezi těmito dvěma skupinami je rozdíl v situování ohřevu a množství pohyblivých částí žehličího mechanismu. Tento rozdíl je blíže popsán níže.

2.1.1 Korytové žehliče

Ohřev u korytových žehličů je situován v korytu obepínající žehlicí válec. Mezi žehlicím válcem a korytem je mezera, kterou je pomocí otáčejícího se válce vedeno žehlené prádlo. Tato mezera je u současných modelů automaticky nastavitelná a její velikost se mění podle tloušťky žehleného prádla, tak aby byl na prádlo vyvinut dostatečný přítlak, který zajistí správné vyžehlení prádla. Povrch koryta je vhodně upraven tak, aby byl co nejlépe zajištěn přenos tepla vzniklého ohřevem z povrchu koryta na prádlo a aby po něm prádlo snadno sklouzlo a nepoškodilo se. Prvkem, který protáhne žehlené prádlo žehličem je výše zmíněný žehlicí válec, který je poháněnou částí žehliče, otáčí se, a jeho povrch je potažen vhodným materiálem. K potažení válce se často používá ocelová vlna, která je jako první vrstva nabalena na válcí a zvyšuje pevnost a životnost potahu válce. Pro druhou vrstvu, vrchní, která je v přímém kontaktu s prádlem, se používá materiál, který je šetrný k žehlenému prádlu a nemůže jej poškodit.



Obr. 2.1 Profesionální korytový žehlič I 30 - 160 [17]

2.1.2 Válcové žehliče

Pro válcové žehliče je charakteristické, že ohřev je situován ve válci. Válec je proto vhodně povrchově upraven, například pochromováním. To zaručí, že prádlo po válci snadno sklouzne a nepoškodí se. Prvky, které protáhnou žehlené prádlo kolem vyhřívaného válce, jsou žehlící pásy, které obepínají válec po části jeho obvodu a jsou vedeny a poháněny pomocí soustavy válců. Tyto pásy jsou vyrobeny z materiálu, který je šetrný k žehlenému prádлу a má zároveň dostatečnou pevnost, ohebnost a tepelnou odolnost. Jedná se například o Nomex, což je materiál s vlastnostmi podobnými Kevlaru, ale s podstatně vyšší tepelnou odolností.



Obr. 2.2 Průmyslový sušící válcový žehlič I33 – 160 E [18]

2.2 Typy ohřevů

Žehliče lze rozdělit také podle způsobu ohřevu. U žehličů korytových i válcových se používají tři základní typy ohřevů:

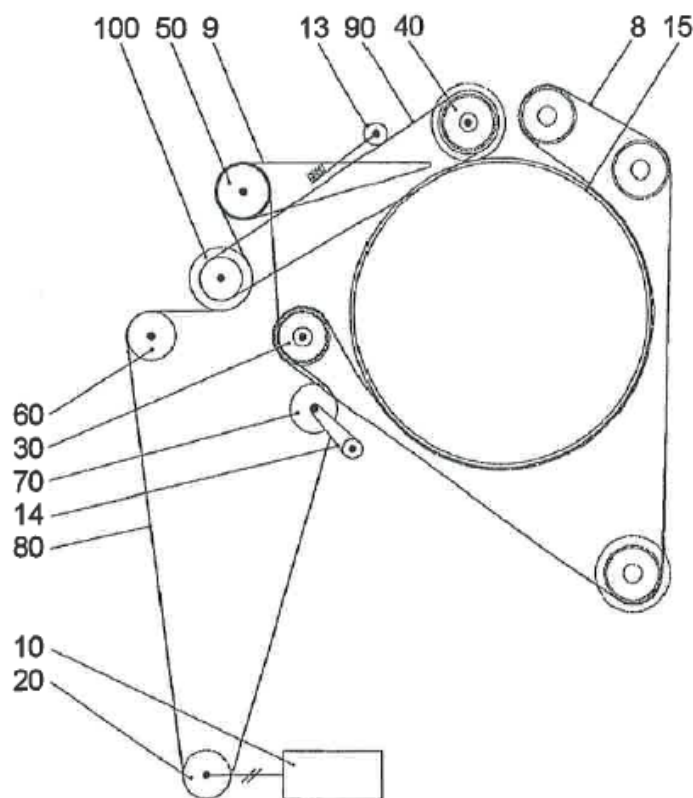
- a) elektrický
- b) parní
- c) plynový

2.3 Porovnání uspořádání pohonu válcového žehliče

Ve všech níže popsanych a zobrazených typech uspořádání pohonu je soustava válců poháněna jedním motorem. Výkon je pak dále přenášen na jednotlivá hnací kola prostřednictvím propojovacích a hnacích prvků (řemen, řetěz, apod.). Ze způsobu uspořádání pohonu, tzn. jednotlivých pohonných válců a propojovacích a hnacích prvků, vyplývá dělení pohonu žehliče na nepřímý a přímý.

2.3.1 Nepřímý pohon

Je to běžný starší způsob pohonu válců žehliče, kdy každá funkční skupina válců je poháněna zvlášť, příslušným hnacím kolem. Tato jednotlivá hnací kola jsou poháněna přes hlavní hnací kolo řetězem nebo řemenem. Hlavní hnací kolo je poháněno motorem. Z obr. 2.3 je patrné rozdělení funkčních skupin válců s hnacími koly. První skupina je tvořena hnacím kolem (20) a hnacími koly dalších skupin (30), (50), (100) a dále dopínacím kolem (60) a přiváděcím kolem (70). Hnací kolo (30) je kolo válce, pohánějícího žehlicí pásy. Hnací kolo (50) je kolo válce, pohánějícího vstupní pásy. Hnací kolo (100) je dvoukolo, pohánějící kolo přítlačného válce (40). Přítlačný válec se otáčí pomaleji než válce pohánějící žehlicí pásy, a to z důvodu napínání prádla při žehlení. Prvek (13) slouží k dopínání propojovacího prvku (90) spojujícího kola (40) a (100). Hnací soustrojí je poměrně složité a obsahuje velké množství propojovacích a hnacích prvků. Stává se tak složitějším pro výrobu a údržbu a pro vyšší počet dílů je náchylnější k poruše.

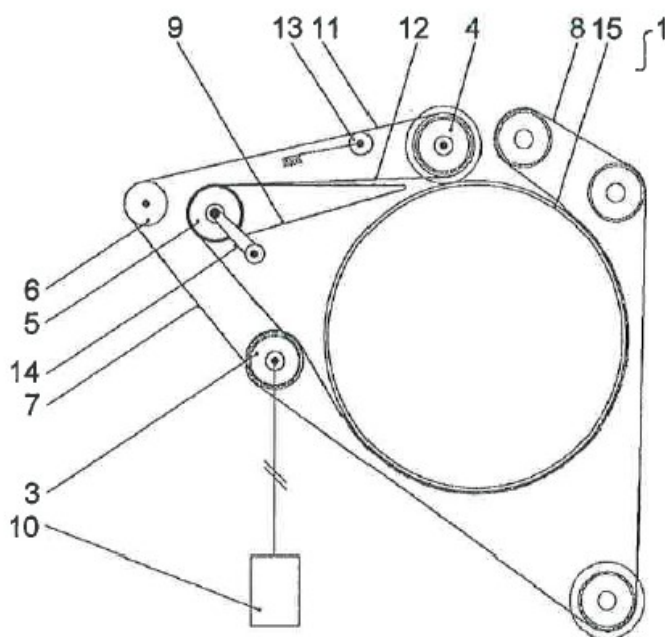


Obr. 2.3 Nepřímý pohon žehliče [5]

2.3.2 Přímý pohon

U přímého pohonu žehliče odpadá množství funkčních skupin válců. Tyto skupiny jsou sloučeny do jedné, jejímž jediným hnacím prvkem je hnací kolo (3). Kolo (3) přímo pohání hnací žehlicí válec žehlicích pásů. Dále pak pohání přes propojovací prvek kolo (5) hnacího válce podávacích pásů a kolo (4) pohánějícího přítlačný válec. Celkové uspořádání pohonu se tak výrazně zjednodušuje. Je jednodušší na výrobu a údržbu a vzhledem k menšímu počtu prvků vede ke snížení rizika poruchy. Toto uspořádání pohonu je momentálně

nejmodernějším a nejefektivnějším uspořádáním a je patentováno firmou Primus CE, s.r.o. pod číslem patentu EP 2 532 780 A1 [5].



Obr. 2.4 Přímý pohon žehliče [5]

2.4 Pohonná jednotka

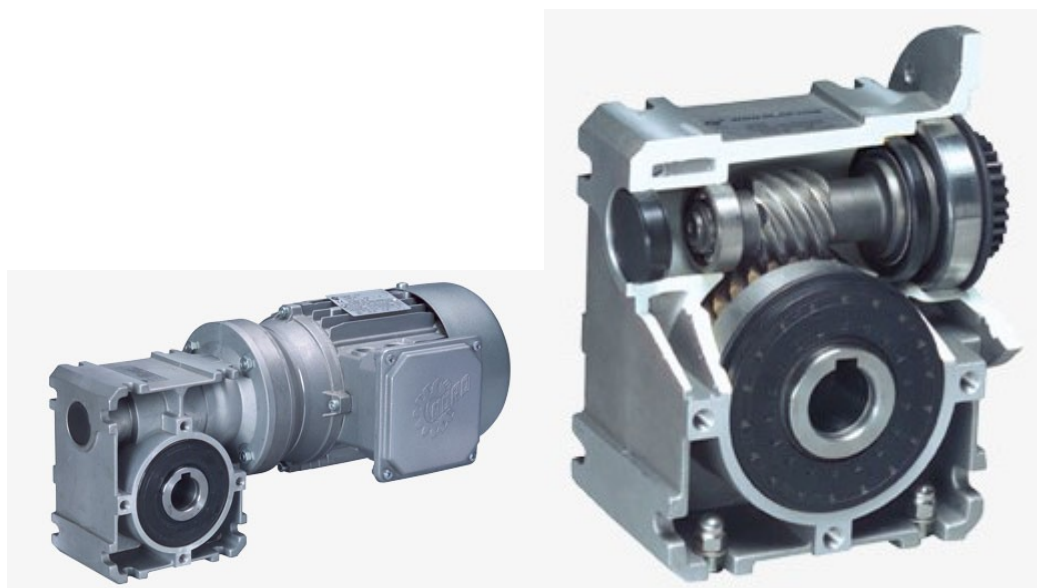
U pohonů lze dále rozlišovat typ hnací jednotky. Pokud se nejedná o žehlič s ručním pohonem, který ovšem není předmětem této práce, pak je hnací jednotka tvořena výhradně elektromotorem, který často bývá řízen frekvenčním měničem z důvodu požadavku poměrně nízkých otáček a jejich plynulé regulace na soustavě žehlicích válců pohánějících žehlící pásy. Motory bývají také kombinovány s vhodnou mechanickou převodovkou. Vzhledem k výše zmíněnému požadavku na velkou redukci otáček je vhodné použít převodovku s vysokým převodovým poměrem. Při volbě převodovky je také důležité zvážit uspořádání převodů s ohledem na rozměry převodové skříně a umístění převodovky s elektromotorem do skříně pohonu. Vzhledem k těmto požadavkům se jako nejvhodnější nabízí šneková nebo kuželočelní převodovka. Dále je důležitým prvkem pohonné jednotky vhodná spojka, zajišťující přenos točivého momentu z výstupní hřídele převodovky na hřídel hnacího žehlícího válce. Pro tyto účely lze použít řadu spojek z různým typem ovládání. Jednotlivé části pohonné jednotky jsou popsány níže.

2.4.1 Druhy převodovek

a) Šneková převodovka

Tato převodovka je velmi výhodná pro daný účel. Vyznačuje se vysokým převodovým poměrem při minimálních zástavbových rozměrech. Nevýhodou je velmi malá účinnost, způsobená třením mezi šnekem a šnekovým kolem. V provedení se samosvorným šnekem je její další nevýhodou samosvornost v opačném směru přenosu točivého momentu, tedy ze

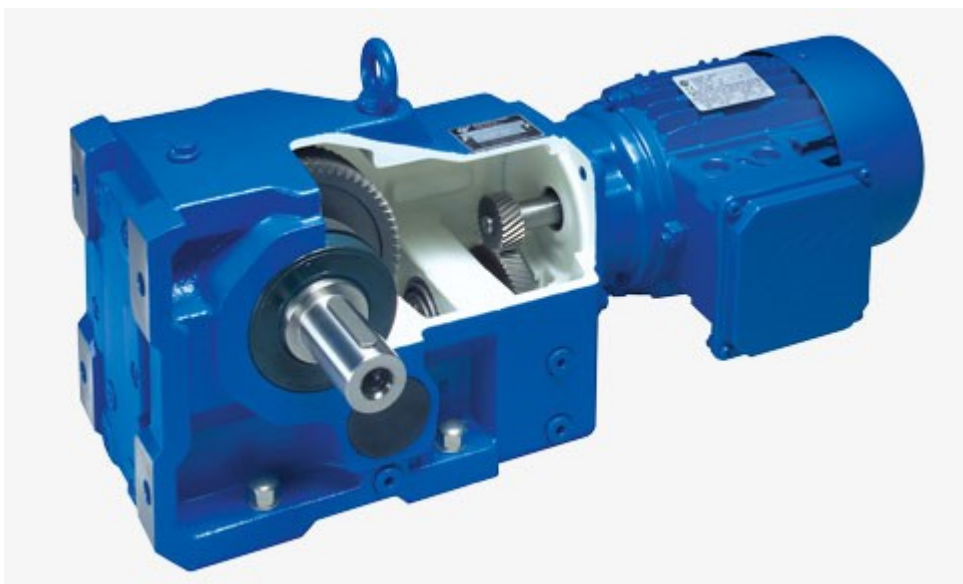
šnekového kola na šnek. Samosvornost lze odstranit použitím šneku s větším úhlem stoupání šroubovice či vícechodým šnekem s dostatečně velkým stoupáním. Samosvornost nebrání v použití motoru s reverzací, protože ve směru toku točivého momentu směrem od motoru se může výstupní hřídel převodovky se šnekem otáčet v obou směrech. Neumožňuje však manuální otočení hnacího žehlícího válce klikou ze strany od výstupní hřídele převodovky směrem k hřídeli šneku, např. v případě poruchy na motoru, bez toho aniž by muselo dojít k rozpojení výstupní hřídele převodovky a hřídele hnacího žehlícího válce. V tomto případě musí být použito dodatečné mechanické zařízení, které bude umožňovat rozpojení hřídelů a volné protáčení válce. Pro zajištění všech požadavků, tedy manuálního otáčení i reverzace motorem, je nutno, při použití této převodovky, použít například vhodnou spojku. Typy spojek vhodných k použití jsou uvedeny v kapitole 2.4.2.



Obr. 2.5 Šneková převodovka s pohonem – průřez převodovkou [19]

b) Kuželočelní převodovka

Kuželočelní převodovka odstraňuje nevýhodu samosvornosti šnekové převodovky. Tyto převodovky disponují také velkými převodovými poměry, avšak oproti šnekovým převodovkám je to na úkor větších zástavbových rozměrů. To vyplývá z vnitřního uspořádání soukolí, které se skládá z více stupňů, aby bylo možné dosáhnout těchto velkých převodových poměrů. Tato převodovka opět umožňuje použití reverzace motorem a navíc i manuální pootočení válců bez nutnosti rozpojení výstupního hřídele převodovky a hřídele hnacího žehlícího válce. V případě požadavku na minimální odpor při manuálním otáčení válce je ale vhodné rozpojit výstupní hřídel převodovky a hřídel hnacího žehlícího válce. To lze, stejně jako u šnekové převodovky, realizovat vhodnou spojkou, která rozpojení umožní. Zde je však použití spojky volitelné, a to pouze z důvodu snížení odporu proti pohybu při manuálním pootáčení, nikoliv nezbytné, jako u šnekové převodovky se samosvorným šnekem.



Obr. 2.6 Kuželočelní převodovka s pohonem [20]

2.4.2 Spojky používané v pohonech

Níže jsou popsány spojky, vhodné pro přenos točivého momentu z výstupní hřídele převodovky na hřídel hnacího žehlicího válce, na kterém je uloženo kolo pro pohon kol celé soustavy žehlicích válců přes hnací prvek (řemen nebo řetěz).

a) Volnoběžná spojka

Volnoběžná spojka neboli jednosměrné ložisko umožňuje přenos točivého momentu pouze v jednom směru otáčení. V opačném směru otáčení funguje jako běžné ložisko a umožňuje tedy volné protáčení hřídele. K rozpojení výstupní hřídele převodovky a poháněného stroje dojde naprosto samočinně, bez nutnosti zásahu uživatele. Tato spojka je pro použití v kombinaci se šnekovou převodovkou velmi vhodná, avšak pouze za předpokladu, že není požadována reverzace motorem. Použití této spojky při požadavku na reverzaci motorem vyžaduje dodatečné mechanické řešení. Manuální pootočení soustavou válců pomocí kliky je možné pouze v jednom směru.



Obr. 2.7 Volnoběžné spojky [21]

b) Elektromagnetická spojka

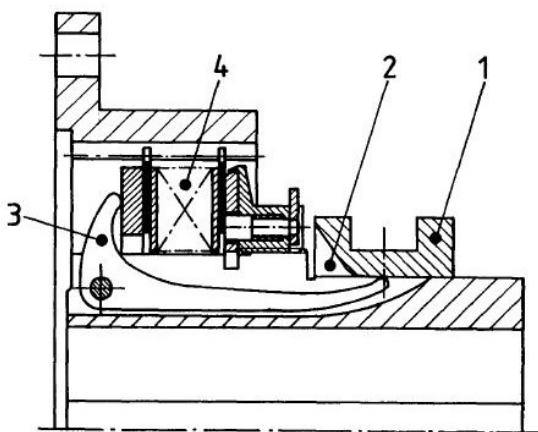
Tato spojka je velice výhodná z hlediska jednoduchosti její aplikace pro daný případ, bez nutnosti dalších speciálních mechanických opatření pro reverzaci motorem. Tato spojka je schopna spolehlivě a jednoduše zajistit přenos točivého momentu v obou směrech otáčení. Je tedy vhodná pro systémy pohonu s reverzací. V případě výpadku elektrické sítě, kdy je znemožněno použít reverzaci elektromotorem, dojde samočinně k rozpojení spojky a tedy i k odpojení výstupní hřídele převodovky od hřídele hnacího žehlicího válce. Pak je možné manuálně, pomocí kliky, otočit soustavou válců v obou směrech otáčení a uvolnit tak prádlo z žehlicího ústrojí.



Obr. 2.8 Elektromagnetická kotoučová spojka [22]

c) Mechanicky ovládané spojky

Tyto spojky jsou pro účel reverzace motorem vhodné, umožňují, podobně jako spojky elektromagnetické, přenášet při relativně malých zástavbových rozměrech velké točivé momenty. Ale pro účely manuálního otáčení je nutno zajistit dodatečným ovládáním rozpojení spojky, protože k rozpojení na rozdíl od elektromagnetické spojky nedochází samovolně. Toto je řešeno mechanicky, nejčastěji pomocí táhel. Nevýhoda je pak v tom, že obsluha stroje musí nejen otáčet soustavou válců pomocí kliky, ale navíc rozpojovat a spojovat spojku pomocí dalších ovladačů, např. páky či pedálu. Snižuje se tak ergonmičnost stroje. Jako příklad je uveden na obr. 2.9 řez ovládanou lamelovou spojkou.



Obr. 2.9 Řez mechanicky ovládanou lamelovou spojkou [23]

3 Rozbor současného stavu systému pohonu žehliče

Jedná se o žehlič řady D320, jehož pohon je předmětem řešení této diplomové práce. Tento žehlič se pro průměr válce 320 mm vyrábí v různých délkových variantách. Jedna z těchto variant o délce válce 1600 mm je zobrazena na obr. 2.2. Další podkapitoly jsou věnovány popisu funkce, konstrukce pohonu a parametrů tohoto žehliče.

3.1 Parametry žehliče D320

Parametry jsou rozděleny do dvou skupin. Na parametry základní, které jsou uvedené v katalozích a udávají základní charakteristiku stroje z pohledu uživatele, a na parametry pohonu, které jsou z části v dostupných katalozích a ve větší míře pouze v privátní technické dokumentaci. Parametry pohonu obsahují výchozí data pro návrhy modifikací.

a) Obecné základní parametry

Tyto parametry vychází z dat udávaných výrobcem v katalogu.

Tab. 3.1 Parametry žehliče uvedené v katalogu [9]

Parametr	Jednotka	Provedení			
		Elektrický	Elektrický	Plynový	Plynový
		I33-160 E	I33-200 E	I33-160 G	I33-200 G
Průměr válce	[mm]	320			
Délka válce	[mm]	1664	2080	1664	2080
Ohřev	[kW]	24,3	27,9	24	30
Kapacita	[kg/h]	56	70	58	72
Rychlost žehlení	[m/min]	1-6			

b) Parametry pohonu

Níže je uveden výčet parametrů řešeného pohonu žehliče z dat zveřejněných v katalogu výrobce a z privátní technické dokumentace.

Tab. 3.2 Parametry pohonu uvedené v katalogu [9]

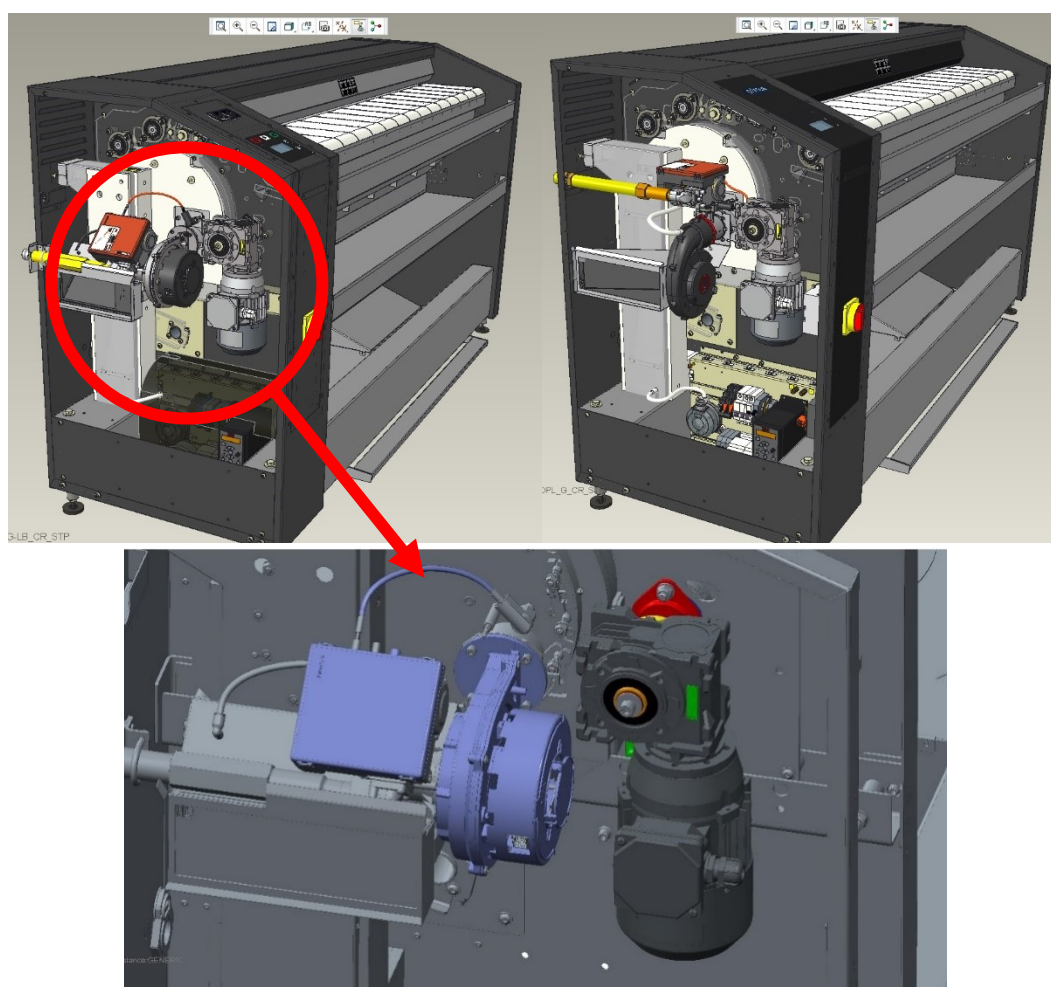
Parametr	Jednotka	Provedení			
		Elektrický		Plynový	
		I33-160 E	I33-200 E	I33-160 G	I33-200 G
Motor válce	[kW]	0,18			
Hladina hluku	[dB] (A)	< 57			
Elektrické krytí	[-]	IP42			

Tab. 3.3 Výpis parametrů elektropřevodovky z technické dokumentace

Název	Jednotka	Velikost
Vstupní otáčky převodovky	$[\text{min}^{-1}]$	1400
Výstupní otáčky převodovky	$[\text{min}^{-1}]$	20
Převodový poměr	$[-]$	70
Jmenovitý výkon motoru	$[\text{kW}]$	0,18
Jmenovitý výstupní moment převodovky	$[\text{Nm}]$	44,69
Servisní faktor	$[-]$	0,8
Účinnost	$[-]$	0,52

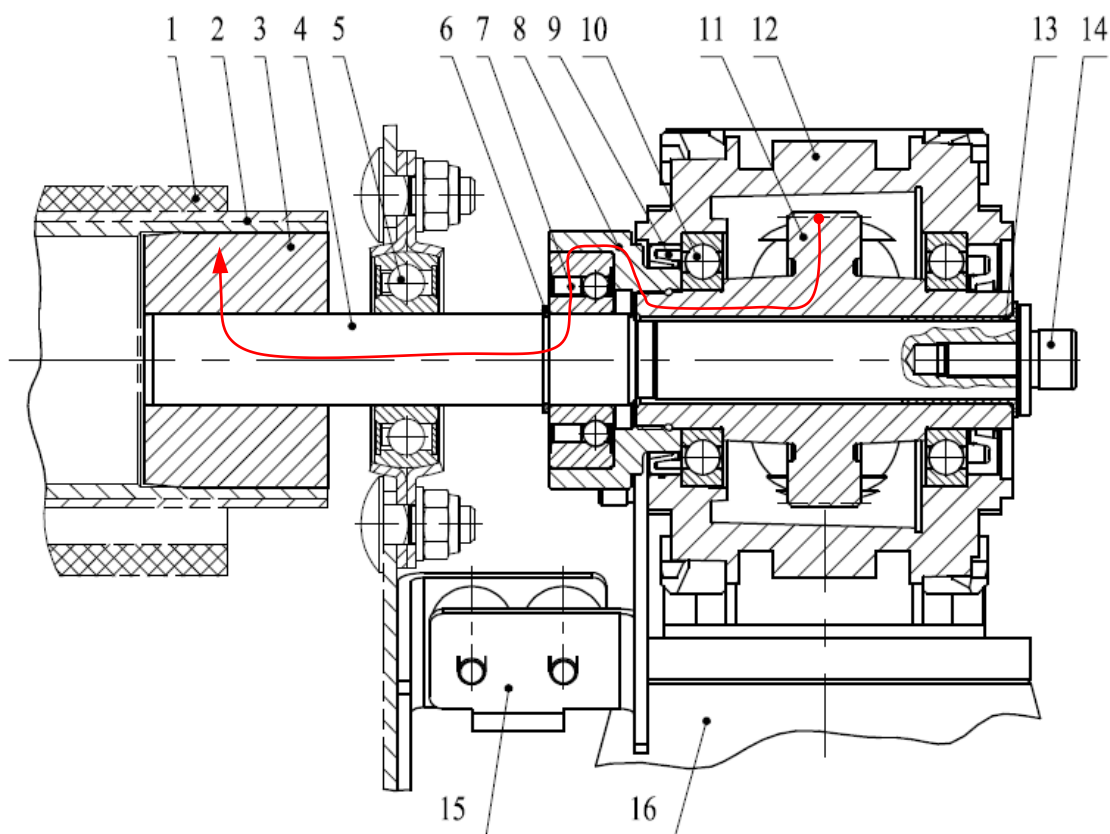
3.2 Popis současného konstrukčního řešení

Současné konstrukční řešení pohonu žehliče je patentováno pod číslem patentu EP 2 532 780 A1 [5] a je patrné z obr. 3.1, který zobrazuje umístění pohonu ve stroji a z obr. 3.2, který zobrazuje řez pohonnou jednotkou. Na obr. 3.3 je zobrazena část přímého pohonu s manuální klikou. Na obr. 3.1 je nahoře vlevo zobrazeno nové provedení s jednotkou CVI- FV s novým ventilátorem a nahoře vpravo starší provedení s jednotkou Premixengine se starým ventilátorem. Dole na obr. 3.1 je detail umístění pohonu a jednotky s novým ventilátorem.



Obr. 3.1 Umístění pohonu v žehliči

Pohonná jednotka, tedy elektropřevodovka s hřídelí hnacího žehlicího válce a spojkou, je umístěna, při čelním pohledu, v levém stojanu žehliče. Je ukotvena ke zpevněné části stojanu přes konzolu se silentbloky, která je uchycena namísto příruby na čele převodovky. Tato konzola slouží převážně jako momentová vzpěra, pro zabránění protočení převodovky s motorem kolem hřídele. Převodovka je letmo uložena na hřídeli hnacího válce. Hmotnost pohonu je tedy přenášena hřídelí hnacího válce. Vedle převodovky (pro provedení žehliče s plynovým ohřevem) se nachází ventilátor, který nejvíce limituje rozměry a umístění elektropřevodovky a dalších částí pohonu v levém stojanu.



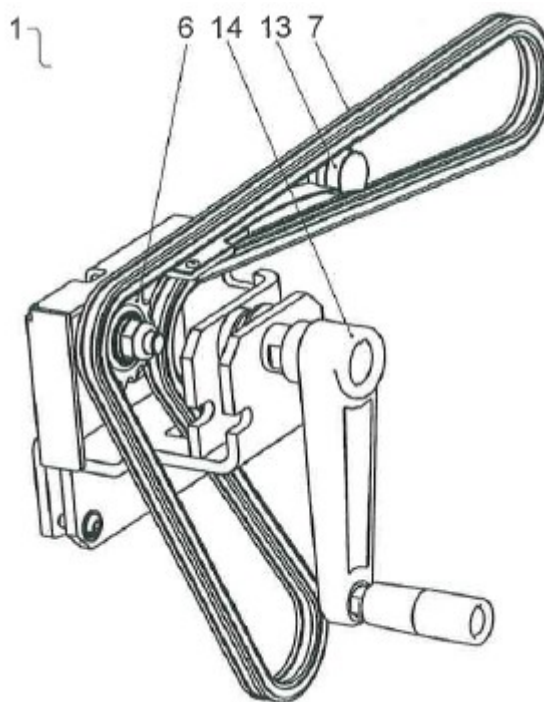
- | | |
|---------------------------|---------------------------------|
| 1 – žehlicí pásy | 9 – těsnicí kroužek |
| 2 – hnací žehlicí válec | 10 – ložisko 16006 |
| 3 – náboj žehlicího válce | 11 – šnekové kolo |
| 4 – hnací hřídel válce | 12 – skříň převodovky |
| 5 – ložisko 204 NPP-B | 13 – kluzné pouzdro |
| 6 – pojistný kroužek | 14 – šroubové axiální zajištění |
| 7 – jednosměrné ložisko | 15 – konzola převodovky |
| 8 – ložiskový domek | 16 – elektromotor |

Obr. 3.2 Řez pohonnou jednotkou (červeně – tok točivého momentu)

Z řezu převodovkou na obr. 3.2 je patrné uspořádání hřídelí a prvků pro přenos točivého momentu z převodovky na hnací hřídel válce (4). Elektromotor (16) pohání jednostupňovou šnekovou převodovku se samosvorným šnekem. V převodovce je šnekové kolo (11) vyrobeno ze dvou částí, a to z náboje z litiny EN-GJL-250, na kterém je odstředivě nalitý ozubený věnec ze slitiny CuSn12. Tento náboj je uložen v kuličkových ložiscích (10) v hliníkové skříni převodovky (12). Axiálně pevné ložisko je zajištěno našroubovaným

ložiskovým domkem (8) jednosměrného ložiska (7). V ložiskovém domku je zajištěn vnější kroužek jednosměrného ložiska perem. Vnitřní kroužek ložiska je zajištěn proti pootočení opět perem na hnací hřídeli válce (4) a axiálně proti posunutí pojistným kroužkem (6). Šroubové spojení náboje a ložiskového domku je zajištěno proti povolení lepidlem. Celá převodovka je letmo uložena na hnací hřídeli válce, přes jednosměrné ložisko (7) a kluzné pouzdro (13), a axiálně zajištěna na této hřídeli šroubem a pojistnou deskou (14). Převodovka je utěsněna těsníci kroužky (9) umístěnými mezi skříní a nábojem a mezi skříní a ložiskovým domkem. Hnací hřídel válce je dále upevněna přes nalisovaný náboj (3) v hnacím žehlicím válci (2) a podepřena v kuličkovém ložisku (5) se sférickým vnějším kroužkem, uloženém v ložiskovém domku. Ten je ukotven šrouby k rámu stojanu. Dále je převodovka ukotvena k rámu stojanu přes konzoli se silentbloky (15).

Na obr. 3.3 je zobrazena část s klikou (14) pro mechanické otáčení soustavou válců. Klinka je vybavena jednosměrnou zubovou spojkou. Při chodu stroje je samočinně vysunuta ze záběru. Do záběru se zapojuje zatlačením přes kliku a zůstává v záběru po dobu držení kliky v zatlačeném stavu, pak je teprve možné manuálně otáčet soustavou válců. V případě zatlačení na kliku při pohánění soustavy válců motorem, nebo při pokusu o manuální reverzaci, začnou zuby spojky přeskakovat a klinka je vysunuta ze záběru. Při zasunutí kliky do záběru a jejím otáčením v přímém směru a současně poháněním válců elektromotorem v přímém směru dojde ke změně funkce jednosměrného ložiska pohonné jednotky ze spojky na ložisko a k volnému protočení kliky.



Obr. 3.3 Ústrojí s manuální klikou [5]

3.3 Popis funkce pohonné jednotky

Při spuštění pohonu v přímém směru dojde k přenosu točivého momentu z elektromotoru přes náboj šnekového kola převodovky (díl 11 na obr. 3.2) na našroubovaný ložiskový domek (8) jednosměrného ložiska (7). K přenosu momentu dále dochází přes pero v ložiskovém domku a vnějším kroužku ložiska. Dále pak přes pero uložené mezi vnitřním kroužkem ložiska a hnací hřídelí válce (4). Ta pak přenáší točivý moment přes náboj (3) na hnací žehlící válec (2). Ten přes řetězový převod rozvádí moment na další válce pohánějící žehlící pásy.

4 Návrh variant modifikací

Požadavkem na modifikaci je upravit pohonnou jednotku a přímo související díly tak, aby:

- nedošlo ke změně uspořádání přímého pohonu
- nedošlo k přestavbě dalších komponentů stroje
- byla zachována možnost manuálního otáčení soustavou válců obsluhou
- byla zajištěna reverzace pohonu elektromotorem

Reverzace motorem není v současném provedení možná a jedná se tak o požadovanou inovaci, nutnou pro zvýšení ergonomičnosti stroje, rozšíření jeho funkcí a výrazné zjednodušení jeho obsluhy.

Následující část obsahuje důvěrné informace, a proto je detailní popis funkce a celkové vyobrazení navržených variant uvedeno v technické zprávě [26], jak stanovuje Studijní a zkušební řád pro studium v magisterských studijních programech Vysoké školy báňské – Technické univerzity Ostrava ve článku 26 odstavci 9 ze dne 21. 4. 2016.

5 Zhodnocení variant a volba výsledné varianty

Jako optimální se mi jevila varianta 1 s elektromagnetickou zubovou spojkou. A to jak z hlediska jednoduchosti konstrukce, tak z hlediska jednoduchosti funkce. Nevýhodou může být zvýšené namáhání hnací hřídele válce, která musela být výrazně prodloužena.

Varianta 2 se zámkem jednosměrného ložiska má výhodu v zachování větší části současného řešení a provedené úpravy se převážně týkají doplnění tohoto řešení o další komponenty. Tato varianta má však z důvodu našroubovaného ložiskového domku na náboji šnekového kola omezenou velikost přenášeného točivého momentu ve směru povolování závitu. Závít by musel být zajištěn například lepením, které ovšem nemusí zaručit dostatečnou únosnost.

Varianta 3 s kuželočelní převodovkou je konstrukčně nejjednodušší. Její výhodou je, že odpadá nutnost použít spojku k odpojení převodovky a hnacího válce při manuálním otáčení. Tato výhoda je však na úkor překonávání větších odporů při točení klikou, což snižuje jednoduchost obsluhy.

Po předložení konstrukčních řešení konzultantu za firmu Alliance Laundry CE s.r.o. byla k dopracování zvolena varianta 1, která je i z hlediska firmy považována za nejoptimálnější pro případnou realizaci, a proto je dále proveden její konstrukční a pevnostní rozbor.

6 Geometrický a silový rozbor soukolí

Pro kontrolní a návrhové výpočty je potřeba provést silový rozbor pohonu, tedy rozbor sil vznikajících ve šnekovém soukolí a také výčet potřebných geometrických parametrů. Označení použité převodovky je **MRT40-B3-70-63-B14-AC19-MT-0.18kW-63B4B14X4**.

Tab. 6.1 Znamé parametry šnekového soukolí [10]

Parametr	Značka	Jednotka	Hodnota
Smysl stoupání	-	[—]	Pravý
Úhel záběru	α_n	[°]	20
Osový modul	m_x	[mm]	0,90
Počet chodů šneku	z_1	[—]	1
Úhel stoupání	γ	[°]	3,0167
Převodový poměr	i_{12}	[—]	70

Výpočet neznámých parametrů soukolí

Počet zubů šnekového kola:

$$z_2 = i_{12} \cdot z_1 = 70 \cdot 1 = 70 \quad (6.1)$$

Roztečný průměr šneku:

$$D_1 = \frac{z_1 \cdot m_x}{\tan \gamma} = \frac{1 \cdot 0,90}{\tan 3,0167} = 17,078 \text{ mm} \quad (6.2)$$

Roztečný průměr šnekového kola:

$$D_2 = z_2 \cdot m_x = 70 \cdot 0,9 = 63 \text{ mm} \quad (6.3)$$

Třecí úhel:

Při výpočtu třecího úhlu se vychází ze znalosti účinnosti převodovky, která je $\eta_{oz} = 0,52$.

$$\eta_{oz} = \frac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + \varphi')} \quad (6.4)$$

$$\varphi' = \arctan\left(\frac{\tan \gamma}{\eta_{oz}}\right) - \gamma = 2,770^\circ \quad (6.5)$$

Velikost sil v soukolí

Pro výpočet velikosti sil vznikajících v soukolí je potřeba stanovit výpočtový točivý moment. Poměrné momenty vyplývající z charakteristiky elektromotoru jsou:

$$\frac{T_{MAX}}{T_j} = \frac{T_Z}{T_j} = 2 \quad (6.6)$$

kde T_{MAX} je moment zvratu motoru,
 T_Z je záběrový moment motoru,
 T_j je jmenovitý moment motoru.

Z výše uvedených poměrných momentů vyplývá, že elektromotor vyvozuje při rozběhu a před ustálením otáček dvojnásobný točivý moment oproti nominálnímu stavu. Přestože za plynulého chodu tak velký moment nevznikne, je potřeba s tímto přetížením počítat při výpočtu sil v soukolí. Jedná se pak o vstupní síly pro statickou kontrolu, které zatěžují hřídel, např. při rozběhu nebo při přetížení.

Výstupní točivý moment na šnekovém kole, kde T_{erf} je požadovaný výstupní moment:

$$T_2 = T_{erf} \cdot \frac{T_Z}{T_j} = 44,69 \cdot 2 = 89,4 \text{ N} \cdot \text{m} \cong 90\,000 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (6.7)$$

Točivý moment na šnekové hřídeli:

$$T_1 = \frac{T_2}{i_{12} \cdot \eta_{oz}} = \frac{90\,000}{70 \cdot 0,52} = 2473 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (6.8)$$

Tečná síla šneku/axiální síla šnekového kola:

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2 \cdot T_2}{D_1} = \frac{2 \cdot 2473}{17,078} = 290 \text{ N} \quad (6.9)$$

Tečná síla šnekového kola/axiální síla šneku:

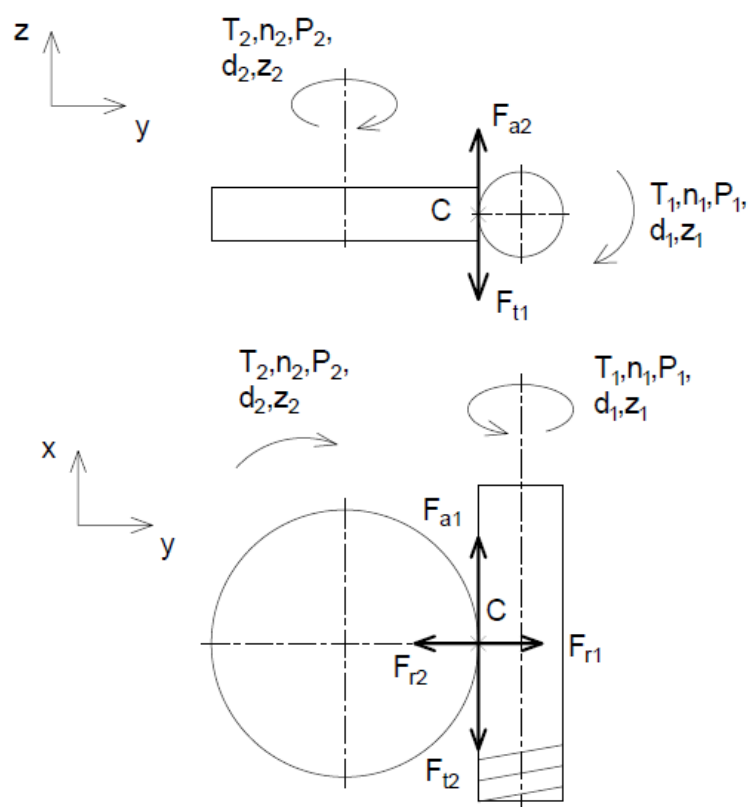
$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{F_{t1}}{\tan(\gamma + \varphi')} = \frac{290}{\tan(3,0167 + 2,770)} = 2\,862 \text{ N} \quad (6.10)$$

Radiální síla:

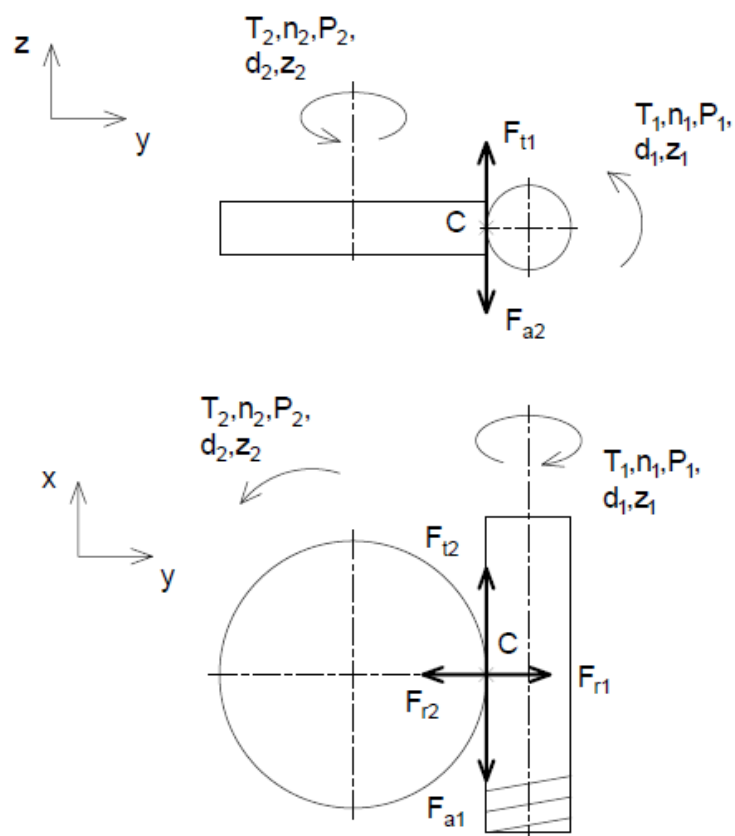
$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t1} \cdot \frac{\tan \alpha_n \cdot \cos \varphi'}{\sin(\gamma + \varphi')} = 290 \cdot \frac{\tan 20 \cdot \cos 2,770}{\sin(3,0167 + 2,770)} \quad (6.11)$$

$$F_{r1} = F_{r2} = 1\,045 \text{ N}$$

Pro dynamickou kontrolu hřídele, vzhledem k mezi únavy, vychází velikost sil v soukolí z nominálního momentu $T_j = T_{erf} = 44,69 \text{ N} \cdot \text{m} \cong 45 \text{ N} \cdot \text{m}$, který je maximálním zatížením při běžném provozním stavu, při kterém nedochází k přetěžování. Vzhledem k tomu, že moment nominální je oproti momentu pro statickou kontrolu poloviční, pak i zatěžující síly pro dynamickou kontrolu budou poloviční.



Obr. 6.1 Orientace sil v soukolí při pravotočivém otáčení šneku (přímý směr)



Obr. 6.2 Orientace sil v soukolí při levotočivém otáčení šneku (případ reverzace)

7 Návrhové a kontrolní výpočty

V této kapitole jsou provedeny pomocné a potřebné výpočty, návrhové či kontrolní, pro zvolenou variantu 1 s elektromagnetickou spojkou.

7.1 Volba spojky

Pro volbu spojky je rozhodující točivý moment, který je schopna přenést. Dle katalogu výrobce [11] je proveden výpočet potřebného jmenovitého momentu spojky se zahrnutím bezpečnosti. Výrobce spojek udává provozní součinitel jako koeficient bezpečnosti $K = 2$.

Poměrné momenty vyplývající z charakteristiky elektromotoru:

$$\frac{T_{MAX}}{T_j} = \frac{T_z}{T_j} = 2$$

Tento poměrný moment odpovídá koeficientu bezpečnosti K udávaného výrobcem spojky. Vzhledem k předpokládanému charakteru provozního zatížení je do výpočtu jmenovitého momentu spojky zahrnut pouze koeficient bezpečnosti K .

Jmenovitý moment spojky:

$$T_{2N} = T_z = T_{erf} \cdot K = 44,69 \cdot 2 = 89,4 \text{ N} \cdot \text{m} \cong 90 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (7.1)$$

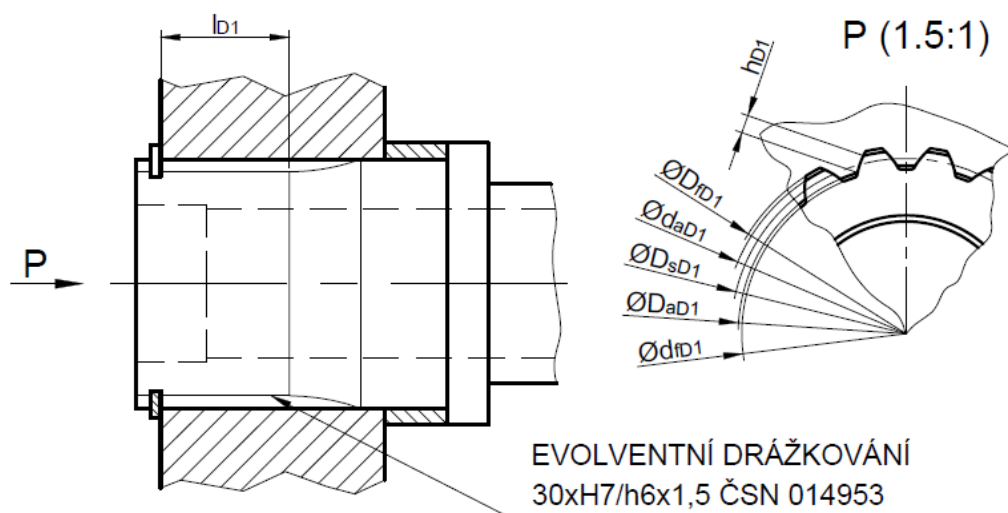
Toto je moment, který může být dosažen v extrémním případě, při rozběhu motoru, případně při úplném zablokování pohonu a je stejný jako by tomu bylo v případě použití $T_{MAX}/T_j = 2$ namísto koeficientu K . Na základě tohoto momentu je zvolena elektromagnetická zubová spojka **KEB COMBINORM T08.07.130** se jmenovitým momentem $T_{2N} = 90 \text{ N} \cdot \text{m}$. Další parametry spojky jsou patrné z katalogu firmy KEB [11].

7.2 Kontrola drážkování

Je provedena kontrola tlaku na bocích drážek. Podrobnější kontrola zohledňující místo drážkování jako konstrukční vrub je provedena pomocí MKP a výsledky jsou popsány v kap. 7.7. V případě duté i plné hřídele je s ohledem na výrobní vůle a nepřesnosti počítáno, že točivý moment přenáší 75% drážek, tzn., že podíl nosných drážek $\varphi_{ji} = 0,75$.

a) Dutá hřídel

Pro dutou hřídel je zvolen dovolený tlak na bocích drážek $p_{D1dov} = 120 \text{ MPa}$ [3].



Obr. 7.1 Rozměry drážkového spoje duté hřídele

Hlavové průměry drážkování:

$$d_{aD1} = D_{fD1} - 2 \cdot 0,1 \cdot m_{D1} = 30 - 2 \cdot 0,1 \cdot 1,5 = 29,7 \text{ mm} \quad (7.2)$$

$$D_{aD1} = D_{fD1} - 2 \cdot 1 \cdot m_{D1} = 30 - 2 \cdot 1 \cdot 1,5 = 27 \text{ mm} \quad (7.3)$$

Střední průměr spoje:

$$d_{sD1} = \frac{d_{aD1} + D_{aD1}}{2} = \frac{29,7 + 27}{2} = 28,35 \text{ mm} \quad (7.4)$$

Nosná výška drážky:

$$h_{D1} = \frac{d_{aD1} - D_{aD1}}{2} = \frac{29,7 - 27}{2} = 1,35 \text{ mm} \quad (7.5)$$

Tlak mezi drážkami:

$$p_{D1} = \frac{2 \cdot T_{2N}}{d_{sD1} \cdot z_{D1} \cdot \varphi_{D1} \cdot h_{D1} \cdot l_{D1}} = \frac{2 \cdot 90\,000}{28,35 \cdot 18 \cdot 0,75 \cdot 1,35 \cdot 20} \quad (7.6)$$

$$p_{D1} = 17,4 \text{ MPa}$$

Podmínka:

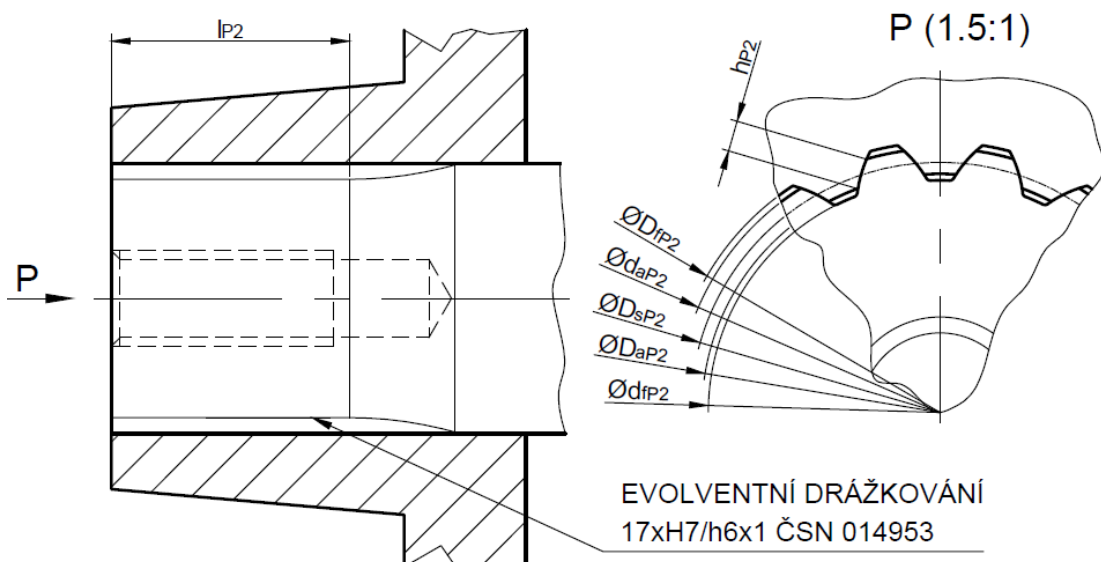
$$p_{D1} \leq p_{D1dov}$$

$$17,4 < 120$$

Podmínka je splněna. Tlak na bocích drážek je minimální, a protože na tomto drážkování nebude docházet ke vzájemnému pohybu, tak navržené drážkování vyhovuje kontrole.

b) Kontrola drážkování hnací hřídele žehličního válce

Pro hnací hřídel válce je vzhledem k mikro-posuvům, ke kterým zde bude docházet při spínání spojky, zvolen dovolený tlak na bocích drážek $p_{P2dov} = 80 \text{ MPa}$ [3].



Obr. 7.2 Rozměry drážkování hnacího hřídele válce

Hlavové průměry drážkování:

$$d_{aP2} = D_{fP2} - 2 \cdot 0,1 \cdot m_{P2} = 17 - 2 \cdot 0,1 \cdot 1 = 16,8 \text{ mm} \quad (7.7)$$

$$D_{aP2} = D_{fP2} - 2 \cdot 1 \cdot m_{P2} = 17 - 2 \cdot 1 \cdot 1 = 15 \text{ mm} \quad (7.8)$$

Střední průměr spoje:

$$d_{sP2} = \frac{d_{aP2} + D_{aP2}}{2} = \frac{16,8 + 15}{2} = 15,9 \text{ mm} \quad (7.9)$$

Nosná výška drážky:

$$h_{P2} = \frac{d_{aP2} - D_{aP2}}{2} = \frac{16,8 - 15}{2} = 0,9 \text{ mm} \quad (7.10)$$

Tlak mezi drážkami:

$$p_{P2} = \frac{2 \cdot T_{2N}}{d_{sP2} \cdot z_{P2} \cdot \varphi_{P2} \cdot h_{P2} \cdot l_{P2}} = \frac{2 \cdot 90\,000}{15,9 \cdot 15 \cdot 0,75 \cdot 0,9 \cdot 20} \quad (7.11)$$

$$p_{P2} = 56 \text{ MPa}$$

Podmínka:

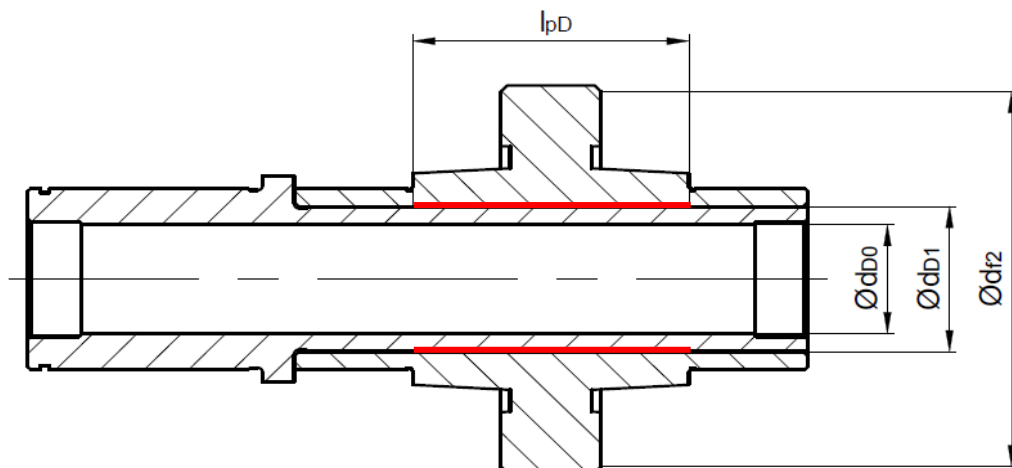
$$p_{P2} \leq p_{P2dov}$$

$$56 < 80$$

Podmínka je splněna. Tlak na bocích drážek nepřesahuje dovolenou hodnotu, a protože na tomto drážkování bude docházet pouze k minimálnímu posuvu bez zátěže, tak navržené drážkování vyhovuje kontrole.

7.3 Návrh spoje šnekového kola s dutou hřídelí

Předpokládá se nalisování šnekového kola na dutou hřídel. Přesah by měl vzniknout především v části pod ozubením, na okrajích náboje by přesah mohl způsobovat značné deformace náboje, a proto je na okrajích náboje uvažováno uložení s vůlí. Délka části náboje vyrobeného s přesahem je zvolena $l_{pD} = 40 \text{ mm}$.



Obr. 7.3 Lisovaný spoj

Minimální tlak:

Je zvolena bezpečnost spoje $n = 2$ [3] a součinitel tření $f = 0,13$ [2].

$$p_{1min} = \frac{2 \cdot n \cdot T_{erf}}{\pi \cdot f \cdot d_{D1}^2 \cdot l_{pD}} = \frac{2 \cdot 2 \cdot 44\,690}{\pi \cdot 0,13 \cdot 24^2 \cdot 40} = 19 \text{ MPa} \quad (7.12)$$

Průměr patní kružnice šnekového kola [2]:

$$\begin{aligned} d_{f2} &= D_2 - 2 \cdot h_f = D_2 - 2 \cdot 1,167 \cdot m_x \cdot \cos \gamma \\ d_{f2} &= 63 - 2 \cdot 1,167 \cdot 0,9 \cdot \cos 3,0167 = 60,902 \text{ mm} \end{aligned} \quad (7.13)$$

Rozměrová charakteristika náboje:

$$C_n = \frac{d_{f2}^2 + d_{D1}^2}{d_{f2}^2 - d_{D1}^2} = \frac{60,902^2 + 24^2}{60,902^2 - 24^2} = 1,368 \quad (7.14)$$

Rozměrová charakteristika hřídele:

$$C_h = \frac{d_{D1}^2 + d_{D0}^2}{d_{D1}^2 - d_{D0}^2} = \frac{24^2 + 18^2}{24^2 - 18^2} = 3,571 \quad (7.15)$$

Minimální potřebný přesah:

Modul pružnosti v tahu E_n a Poissonovo číslo μ_n pro náboj z šedé litiny EN-GJL-250 jsou zvoleny podle [7]. Modul pružnosti v tahu E_h a Poissonovo číslo μ_h pro dutou hřídel z oceli 11 600 jsou zvoleny podle [8].

$$\Delta d_{D1min} = d_{D1} \cdot p_{1min} \cdot \left(\frac{C_n + \mu_n}{E_n} + \frac{C_h - \mu_h}{E_h} \right) \quad (7.16)$$

$$\Delta d_{D1min} = 24 \cdot 19 \cdot \left(\frac{1,368 + 0,26}{1,1 \cdot 10^5} + \frac{3,571 - 0,3}{2,1 \cdot 10^5} \right) = 0,014 \text{ mm}$$

Je zvoleno uložení v soustavě jednotné díry, pro toleranční pole H7 s $ES = 0,021 \text{ mm}$.

$$ei \geq ES + \Delta d_{D1min} = 0,021 + 0,014 \quad (7.17)$$

$$ei \geq 0,035$$

Na základě dolní mezní úchytky hřídele $ei \geq 0,35$ je zvolen přesah H7/s6, který patří mezi doporučené uložení pro přenos točivého momentu nalisováním.

Tab. 7.1 Výpis úchytek uložení H7/s6 pro $d_{D1} = 24 \text{ mm}$ [1]

EI	ES	ei	es
[mm]			
0	+0,021	+0,035	+0,048

Maximální přesah:

$$\Delta d_{D1max} = es - EI = 0,048 - 0 = 0,048 \text{ mm} \quad (7.18)$$

Maximální tlak:

$$p_{1max} = \frac{\Delta d_{D1max}}{d_{D1} \cdot \left(\frac{C_n + \mu_n}{E_n} + \frac{C_h + \mu_h}{E_h} \right)} \quad (7.19)$$

$$p_{1max} = \frac{0,048}{24 \cdot \left(\frac{1,368 + 0,26}{1,1 \cdot 10^5} + \frac{3,571 - 0,3}{2,1 \cdot 10^5} \right)} = 65,8 \text{ MPa}$$

Předpokládá se lisování za tepla, tzn. ohřev litého náboje. Součinitel teplotní roztažnosti α je zvolen podle [3]. Montážní teplota, kde montážní vůle je volena z rozsahu $v = (0,006 \div 0,012) \cdot \sqrt{d_{D1}}$ [3] a výchozí teplota je $t_0 = 20^\circ\text{C}$ bude:

$$t_m = t_0 + \frac{\Delta d_{D1max} + v}{\alpha \cdot d_{D1}} = 20 + \frac{0,048 + 0,009 \cdot \sqrt{24}}{11,7 \cdot 10^{-6} \cdot 24} = 348^\circ\text{C} \quad (7.20)$$

Tato teplota ohřevu je příliš vysoká. Příliš vysoká teplota by mohla vést ke vzniku strukturálních změn materiálu, navíc je na náboji bronzový náletek ozubeného věnce, což by mohlo výrazně ovlivnit spoj v místě přechodu litiny na bronz. Teplota ohřevu by se u běžných materiálů měla pohybovat max. kolem 300°C . V tomto případě by však při nižší montážní teplotě nemuselo dojít k roztažení náboje o potřebnou montážní vůli.

Vyhodnocení lisování

Na základě výše provedeného návrhového výpočtu lisovaného spoje se tento typ spoje pro dané konstrukční řešení nejeví jako vhodný, a to nejen z hlediska montážní teploty, ale také s hlediska pevnosti a deformací, které vzniknou při lisování náboje na dutý hřídel.

Opatření

Řešením je provedení spoje duté hřídele a šnekového kola jako lepeného. Použití lepidla dovoluje vyrobít spoj s vůlí. Tím se sníží i nároky a náklady na výrobu a montáž a odstraní se přídavné zatížení hřídele tlakem.

Volba nového uložení:

Je zvoleno uložení s vůlí H7/g6. Toto toleranční pole je použito pro celou délku náboje. Níže jsou vypočítány potřebné parametry spoje.

Tab. 7.2 Výpis úchylek uložení H7/g6 pro $d_{D1} = 24 \text{ mm}$ [1]

EI	ES	ei	es
[mm]			
0,0	+0,021	-0,020	-0,007

Maximální vůle:

$$\Delta d_{D1max} = ES - ei = 0,021 - (-0,020) = 0,041 \text{ mm} \quad (7.21)$$

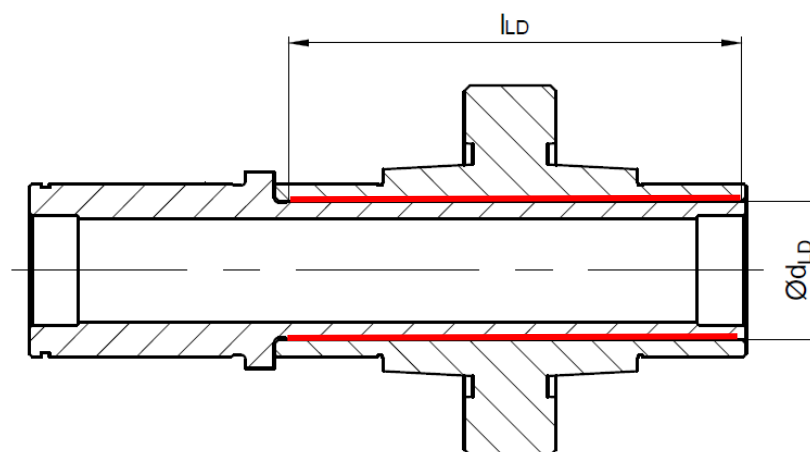
Minimální vůle:

$$\Delta d_{D1min} = EI - es = 0,0 - (-0,007) = 0,007 \text{ mm} \quad (7.22)$$

V navrženém uložení nebude oproti lisování vznikat tlak ve spoji a odstraní se tak přídavné namáhání duté hřídele a náboje. Vzhledem k vůli nebude nutné po aplikaci lepidla ohřívat náboj. To by bylo nutné v případě použití spoje s přesahem nebo přechodným uložení, aby nedocházelo ke stírání vrstvy lepidla. Maximální vůle $\Delta d_{D1max} = 0,041 \text{ mm}$ navíc zajišťuje, že únosnost spoje nebude snížena velkou tloušťkou vrstvy lepidla. Pro maximální únosnost totiž doporučuje výrobce vůli menší než 0,05 mm [12]. To je v tomto případě splněno.

Kontrola lepeného spoje

Spoj je navržen s ohledem na minimální vůli, která zlepšuje jeho těsnost a únosnost a tím i jeho bezpečnost. Z technického listu zvoleného lepidla LOCTITE 638 [12] jsou z grafů vyčteny potřebné koeficienty ovlivňující únosnost spoje. Jedná se o koeficienty rychlosti vytvrzení lepidla f_v , velikosti spáry lepeného spoje f_s , stárnutí lepidla za tepla f_t , aktivátoru lepidla f_a a pevnosti lepidla za tepla f_{tp} . Pevnost lepidla ve smyku je $\tau_{pl} = 25 \text{ MPa}$ [12].



Obr. 7.4 Nosná plocha lepeného spoje

Suma koeficientů ovlivňujících spoj:

$$f_{ges} = f_v \cdot f_s \cdot f_t \cdot f_a \cdot f_{tp} = 1 \cdot 1 \cdot 1,16 \cdot 1 \cdot 0,8 = 0,928 \quad (7.23)$$

Točivý moment přenesitelný lepeným spojem:

$$T_{2L} = \frac{S_{LD} \cdot \tau_{pl} \cdot d_{LD} \cdot f_{ges}}{2} = \frac{\pi \cdot d_{LD} \cdot l_{LD} \cdot \tau_{pl} \cdot d_{LD} \cdot f_{ges}}{2} \quad (7.24)$$

$$T_{2L} = \frac{\pi \cdot 24 \cdot 79 \cdot 25 \cdot 24 \cdot 0,928}{2} = 1\,658\,278 \, N \cdot mm = 1\,658,3 \, N \cdot m$$

Bezpečnost spoje:

$$k = \frac{T_{2L}}{T_{2N}} = \frac{1\,658,3}{90} = 18,4 \quad (7.25)$$

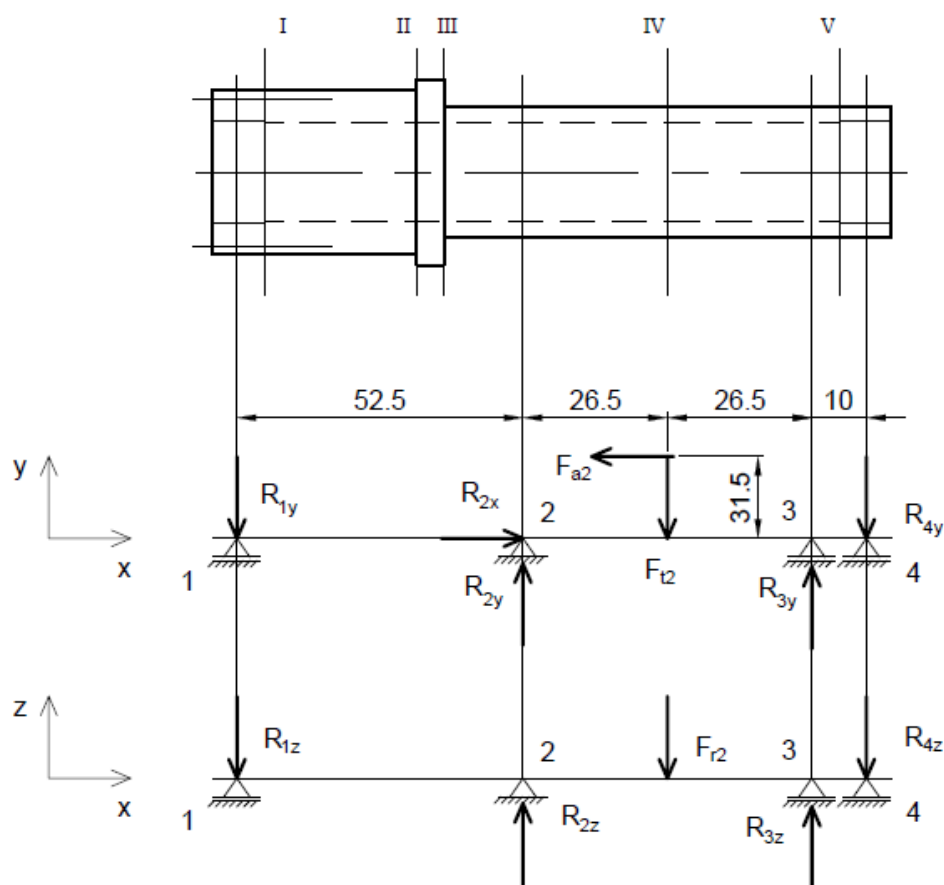
Spoj má při daných parametrech vysokou únosnost, několikrát přesahující požadovanou nosnost. Navržený spoj vyhovuje požadavku na přenos točivého momentu s velkou bezpečností, bez přídavného namáhání navazujících komponentů.

7.4 Kontrola duté hřídele

Dutá hřídel je zatížena od sil v soukolí a točivým momentem. Hřídel je uložena v náboji šnekového kola. Ten je uložen v kuličkových ložiscích ve skříni převodovky. Celá převodovka s elektromotorem a spojkou je letmo uložena na plné hnací hřídeli. Dutá hřídel je na plné hřídeli uložena na kluzných pouzdrech. Skříň převodovky je v místě příruby přichycena konzolí k rámu stroje. Tato konzola slouží k zachycení účinků točivého momentu, ale do jisté míry se podílí i na přenosu axiální síly a tíhy motoru s převodovkou. V daném případě uložení nelze snadno s určitostí stanovit, jak velký podíl na přenosu zatěžujících sil nese tato konzola. Proto je uvažováno, že zatížení silami v soukolí a hmotností motoru s převodovkou je plně přenášeno na hřídel válce. Je zjištěno, že zatížení hřídele v pracovním směru otáčení i ve směru reverzace je stejné, pouze opačně orientované. Proto je provedena kontrola a výpočet pouze pro pracovní směr otáčení. Materiál duté hřídele je zvolen 11 600 s $R_{e11600} = 295 \, MPa$ [8] a $R_{m11600} = 600 \, MPa$ [8].

7.4.1 Výpočet reakcí a ohybových momentů pro statickou kontrolu

Pro statickou kontrolu je uvažováno největší možné zatížení, které může nastat. Protože se jedná o staticky neurčitou úlohu je pro výpočet reakcí a ohybových momentů a vykreslení průběhů momentů použit software AutoCAD Mechanical [24].



Obr. 7.5 Zatížení duté hřídele

Pro další kontrolu plné hřídele a kluzných pouzder jsou důležité reakční síly v kluzných pouzdrech. Jedná se o podpory 1 a 4. Tyto síly byly odečteny z výsledků výpočtu v software [24]. Dále pak, pro orientační kontrolu ložisek převodovky, reakční síly v podpoře 2 a 3.

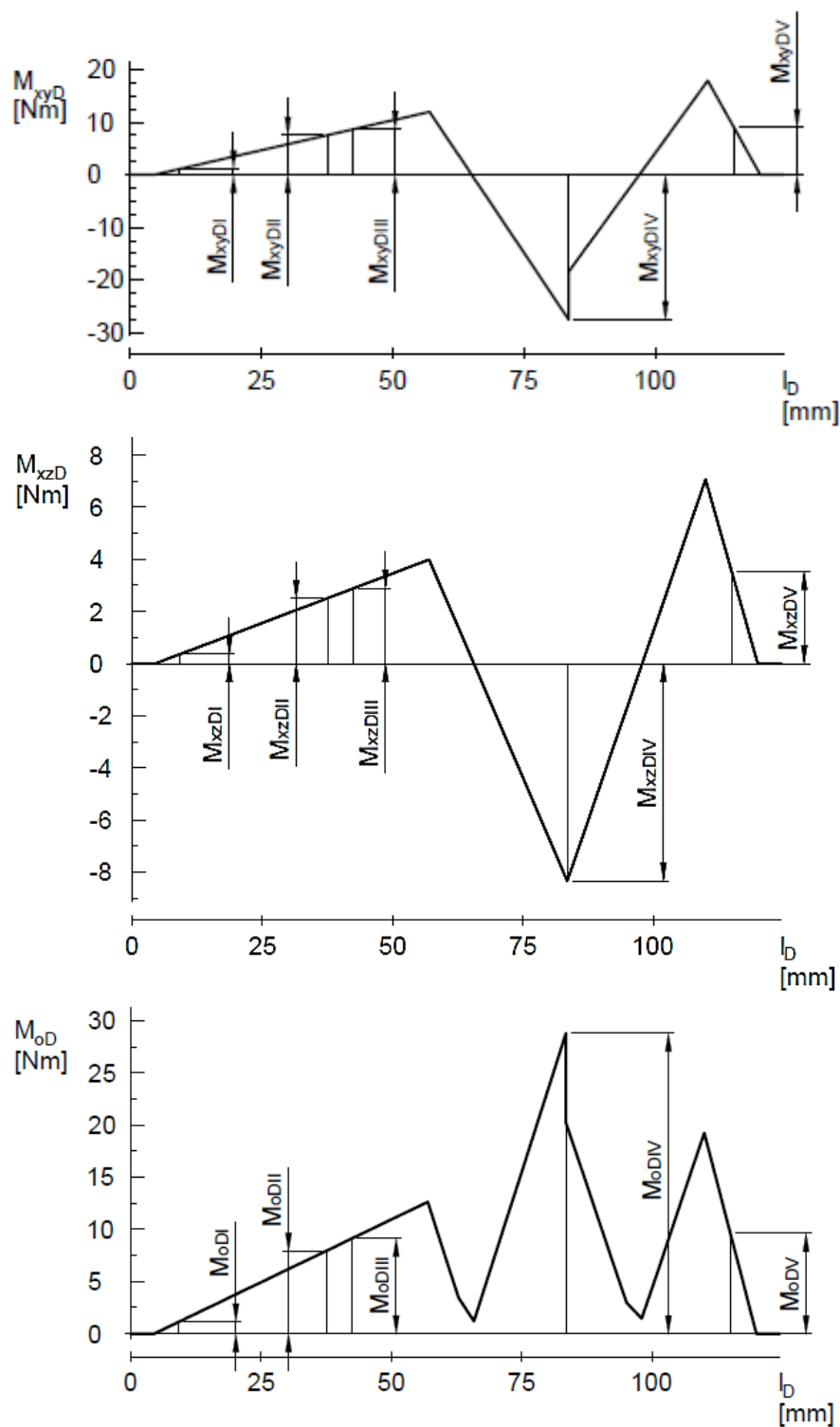
Tab. 7.3 Reakční síly v podporách

Reakce	Jednotka	Podpora 1	Podpora 2	Podpora 3	Podpora 4
R_{iy}	[N]	-228,2	1 719,9	3 160,7	-1 790,3
R_{iz}	[N]	-75,9	540,5	1 285,6	-705,2
R_{ir}	[N]	240,5	1 802,8	3 412,2	1 924,2
R_{ia}	[N]	0	-290	0	0

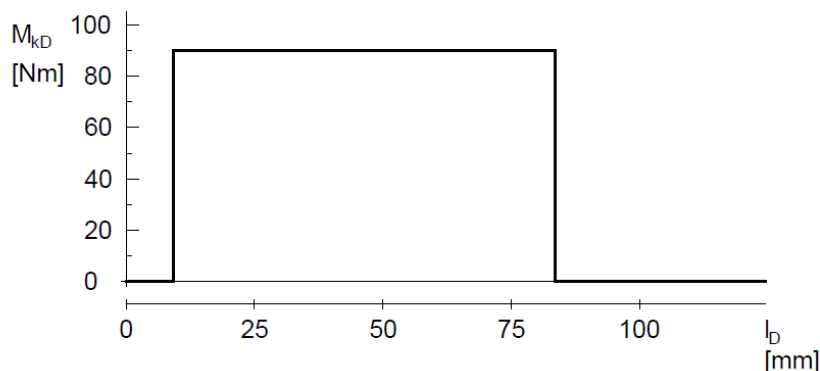
Pro statickou kontrolu jsou odečteny z grafu po výpočtu v software v kritických průřezích I-V ohybové momenty a točivý moment.

Tab. 7.4 Velikost ohybových momentů a točivého momentu

Moment	Jednotka	Místo I	Místo II	Místo III	Místo IV	Místo V
M_{xyDi}	$[N \cdot mm]$	912,9	7 531,3	8 672,4	-27 546,5	7 161,3
M_{xzDi}	$[N \cdot mm]$	303,5	2 503,7	2 883,1	-8 328,7	2 820,7
M_{oDi}	$[N \cdot mm]$	962	7 936,6	9 139,1	28 778,1	7 696,8
M_{kDi}	$[N \cdot mm]$	90 000				0



Obr. 7.6 Průběh ohybového momentu



Obr. 7.7 Průběh točivého momentu

7.4.2 Statická kontrola

Hřídel je namáhána kromě ohybu a krutu, také tlakem/tahem od axiální síly. Následující výpočet pro nejmenší průřez je proveden pro ověření, zda je možné účinek axiální síly zanedbat v poměru k dalšímu namáhání či nikoliv. Součinitel koncentrace napětí α pro krut i ohyb je odečten z grafů v literatuře [2].

$$\sigma_{tDIV} = \frac{F_{a2}}{S_{Dmin}} = \frac{F_{a2}}{\frac{\pi \cdot (d_{DIV}^2 - d_{dIV}^2)}{4}} = \frac{290}{\frac{\pi \cdot (24^2 - 18^2)}{4}} = 1,5 \text{ MPa} \quad (7.26)$$

Vzhledem k malému napětí od axiální síly, je do dalších výpočtů toto napětí zanedbáno.

Příklad výpočtu statické kontroly pro vybraný průřez III

Průřezové charakteristiky:

$$W_{oDIII} = \frac{\pi \cdot (d_{DIII}^3 - d_{dDIII}^3)}{32} = \frac{\pi \cdot (24^3 - 18^3)}{32} = 784,613 \text{ mm}^3 \quad (7.27)$$

$$W_{kDIII} = \frac{\pi \cdot (d_{DIII}^3 - d_{dDIII}^3)}{16} = \frac{\pi \cdot (24^3 - 18^3)}{16} = 1\,569,226 \text{ mm}^3 \quad (7.28)$$

Napětí v ohybu a v krutu:

$$\sigma_{oDIII} = \frac{M_{oDIII}}{W_{oDIII}} = \frac{8\,672,4}{784,613} = 11,1 \text{ MPa} \quad (7.29)$$

$$\tau_{kDIII} = \frac{M_{kDIII}}{W_{kDIII}} = \frac{90\,000}{1\,569,226} = 57,4 \text{ MPa} \quad (7.30)$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{redDIII} = \sqrt{(\sigma_{oDIII} \cdot \alpha_{oDIII})^2 + 3 \cdot (\tau_{kDIII} \cdot \alpha_{kDIII})^2} \quad (7.31)$$

$$\sigma_{redDIII} = \sqrt{(11,1 \cdot 2,1)^2 + 3 \cdot (57,4 \cdot 1,8)^2} = 180,5 \text{ MPa}$$

Statická bezpečnost:

$$k_{sDIII} = \frac{R_{e11600}}{\sigma_{redDIII}} = \frac{295}{180,5} = 1,6 \quad (7.32)$$

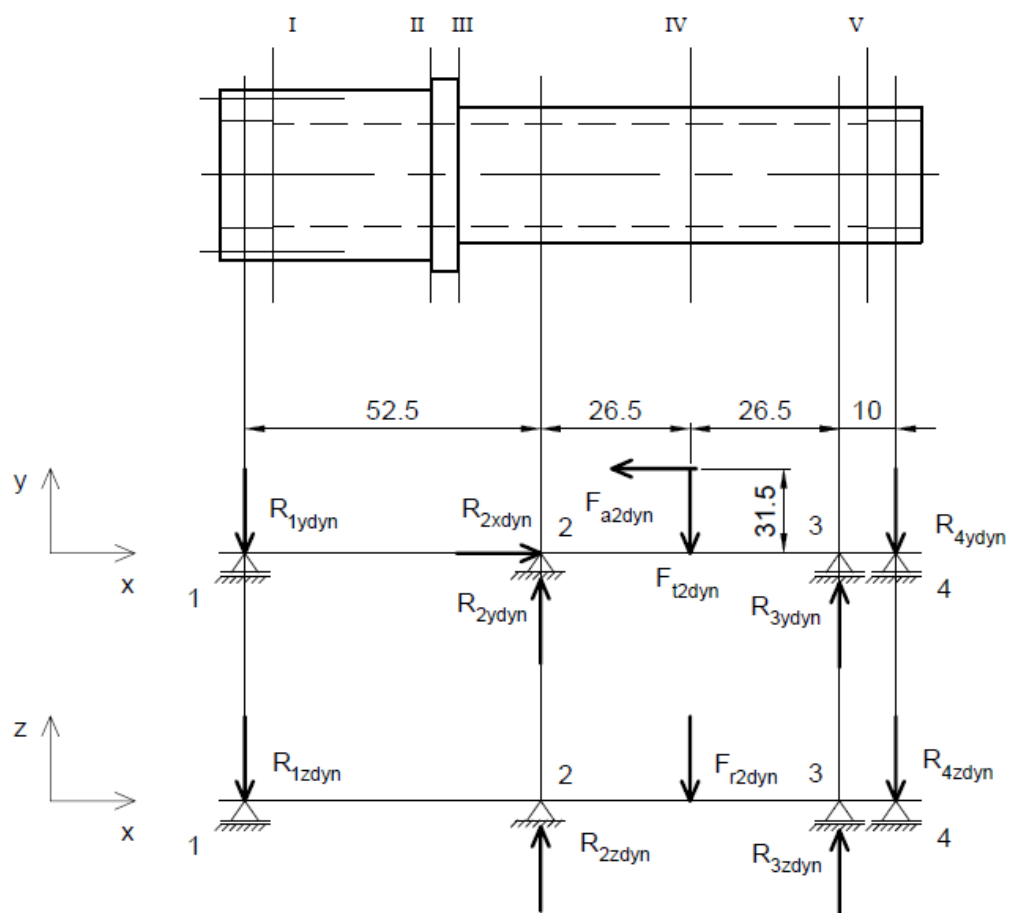
Tab. 7.5 Výsledky statické kontroly

Značka	Jednotka	Místo I	Místo II	Místo III	Místo IV	Místo V	
$\varnothing d_{Di}$	[mm]	30	30	24	24	24	
$\varnothing d_{Ddi}$	[mm]	19	18	18	18	19	
W_{oDi}	[mm ³]	1 977,338	2 078,164	784,613	784,613	683,787	
W_{kDi}	[mm ³]	3 954,676	4 156,328	1 569,226	1 569,226	1 367,574	
M_{oDi}	[N · mm]	912,9	7 531,3	8 672,4	27 546,5	7 161,3	
M_{kDi}	[N · mm]	90 000					0
σ_{oDi}	[MPa]	0,5	3,6	11,1	35,1	10,5	
τ_{kDi}	[MPa]	22,8	21,7	57,4	57,4	0	
α_{oDi}	[—]	1,4	2	2,1	-	1,4	
α_{kDi}	[—]	1,1	1,25	1,8	-	1,1	
σ_{redDi}	[MPa]	43,4	47,5	180,5	105,4	14,7	
k_{sDi}	[—]	6,8	6,2	1,6	2,8	20,1	

Kontrolou statické bezpečnosti je zjištěno, že hřídel vyhovuje ve všech uvažovaných kritických místech vzhledem k mezi kluzu.

7.4.3 Výpočet reakcí a ohybových momentů pro dynamickou kontrolu

Pro dynamickou kontrolu je uvažováno jako vstupní zatížení nominální moment motoru, tedy moment bez přetížení. Tento moment je maximum běžné pracovní zátěže žehliče. Četnost momentových špiček, které vznikají při rozběhu nebo při náhodném přetížení, je pro běžný provoz zařízení velmi nízká. Proto s takovým zatížením není z hlediska životnosti počítáno. Opět je použit software AutoCAD Mechanical [24].



Obr. 7.8 Dynamické zatížení duté hřídele

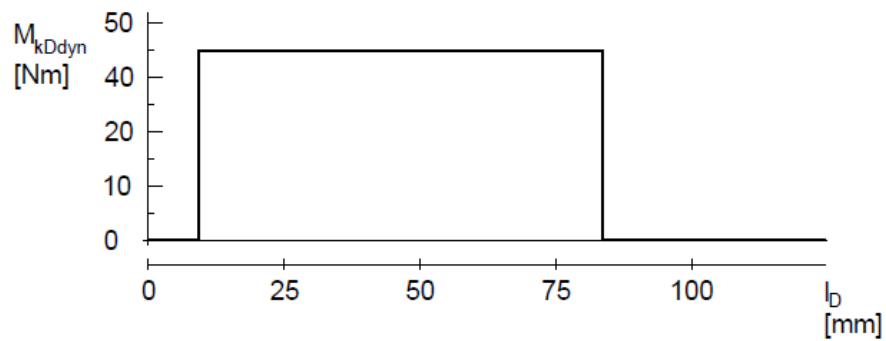
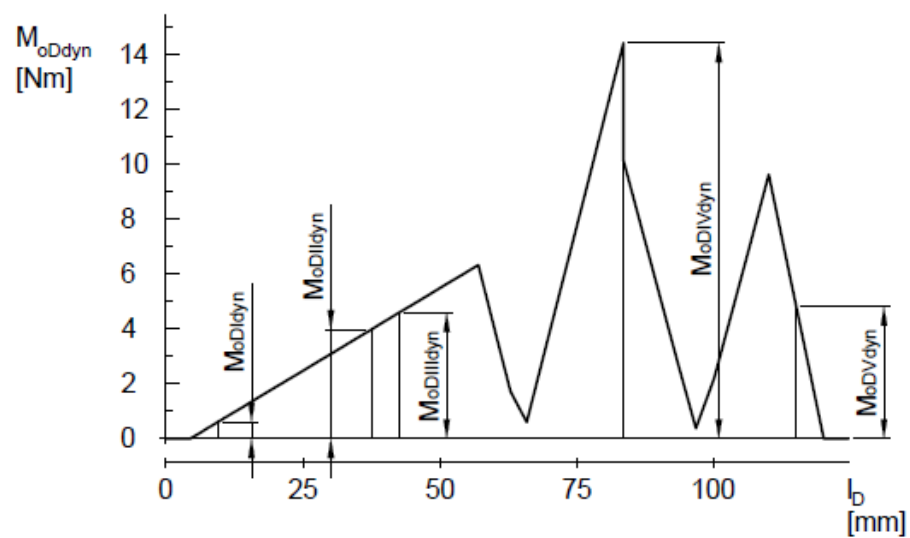
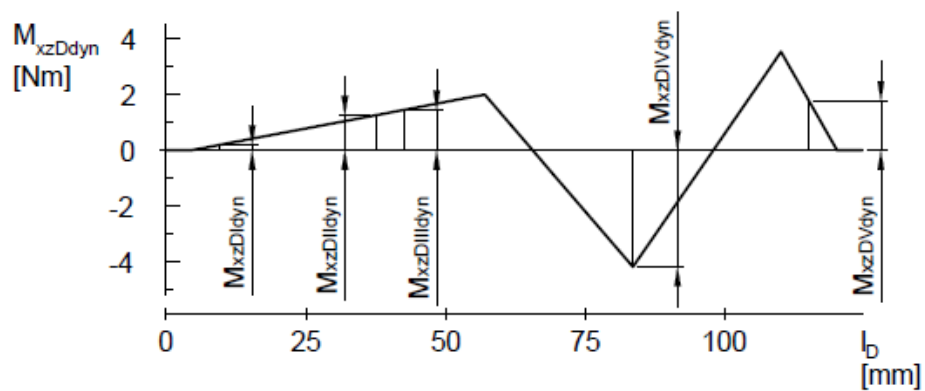
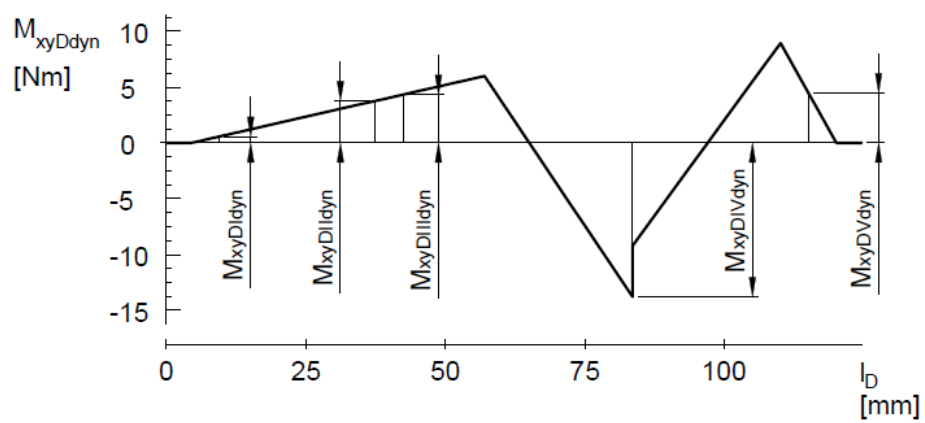
Tab. 7.6 Reakční síly v podporách

Reakce	Jednotka	Podpora 1	Podpora 2	Podpora 3	Podpora 4
R_{iydyn}	[N]	-141,1	860	1 580,4	-895,2
R_{izdyn}	[N]	-38	270,3	642,8	-352,6
R_{irdyn}	[N]	120,3	901,4	1 706,1	962,1
R_{iadyn}	[N]	0	-145	0	0

Opět jsou v kritických průřezích I-V ohybové momenty a točivý moment odečteny z grafů.

Tab. 7.7 Velikost ohybových momentů a točivého momentu

Moment	Jednotka	Místo I	Místo II	Místo III	Místo IV	Místo V
$M_{xyDidyn}$	[N · mm]	570,9	3 767,9	4 338,8	-13 777,7	4 469,6
$M_{xzDidyn}$	[N · mm]	189,8	1 252,8	1 442,6	-4 166,1	1 760,5
M_{oDidyn}	[N · mm]	601,6	3 970,7	4 572,3	14 393,8	4 803,9
M_{kDidyn}	[N · mm]	45 000				0



Obr. 7.9 Průběh ohybového a točivého momentu

7.4.4 Dynamická kontrola

Hřídel je namáhána statickým krutem, ale zároveň ohybem za rotace. Proto je potřeba provést dynamickou kontrolu. V místě drážkování není hřídel namáhána ohybem, pouze statickým krutem. Proto není průřez v místě drážkování považován za kritické místo pro dynamickou kontrolu. Potřebné koeficienty koncentrace napětí α_o a α_k , kvality povrchu η_p , velikosti součásti ε_v a Neuberova konstanta \sqrt{A} jsou vyčteny z grafů v literatuře [4].

Příklad výpočtu dynamické kontroly pro vybraný průřez III

Průřezové charakteristiky jsou totožné se statickou kontrolou.

Napětí v ohybu a v krutu:

$$\sigma_{oDIII} = \frac{M_{oDIII\text{dyn}}}{W_{oDIII}} = \frac{4\,572,3}{784,613} = 5,8 \text{ MPa} \quad (7.33)$$

$$\tau_{kDIII} = \frac{M_{kDIII\text{dyn}}}{W_{kDIII}} = \frac{45\,000}{1\,569,226} = 28,7 \text{ MPa} \quad (7.34)$$

Vrubový součinitel podle Neubergera:

$$\beta_{oDIII} = 1 + \frac{\alpha_{oDIII} - 1}{1 + \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{\rho_{III}}}} = 1 + \frac{2,1 - 1}{1 + \frac{0,25}{\sqrt{0,8}}} = 1,86 \quad (7.35)$$

Základní mez únavy:

$$\sigma_{Co11600} = 0,49 \cdot R_{m11600} = 0,49 \cdot 600 = 294 \text{ MPa} \quad (7.36)$$

Mez únavy skutečné součásti:

$$\sigma_{CoDIII}^* = \sigma_{Co11600} \cdot \frac{\eta_{pDIII} \cdot \varepsilon_{vDIII}}{\beta_{oDIII}} = 294 \cdot \frac{0,9 \cdot 0,885}{1,86} = 125,9 \text{ MPa} \quad (7.37)$$

Bezpečnost v ohybu a statická bezpečnost v krutu:

$$n_{\sigma DIII} = \frac{\sigma_{CoDIII}^*}{\sigma_{oDIII}} = \frac{125,9}{5,8} = 21,7 \quad (7.38)$$

$$n_{\tau DIII} = \frac{0,577 \cdot R_{e11600}}{\tau_{kDIII} \cdot \alpha_{kDIII}} = \frac{0,577 \cdot 295}{28,7 \cdot 1,8} = 3,3 \quad (7.39)$$

Celková dynamická bezpečnost:

$$n_{DIII} = \frac{n_{\sigma DIII} \cdot n_{\tau DIII}}{\sqrt{n_{\sigma DIII}^2 + n_{\tau DIII}^2}} = \frac{21,7 \cdot 3,3}{\sqrt{21,7^2 + 3,3^2}} = 3,3 \quad (7.40)$$

Tab. 7.8 Výsledky dynamické kontroly

Značka	Jednotka	Místo I	Místo II	Místo III	Místo IV	Místo V
$\varnothing d_{Di}$	[mm]	30	30	24	24	24
$\varnothing d_{Ddi}$	[mm]	19	18	18	18	19
W_{oDi}	[mm ³]	1 977,338	2 078,16	784,613	784,613	683,787
W_{kDi}	[mm ³]	3 954,676	4 156,33	1 569,23	1 569,23	1 367,574
M_{oDidyn}	[N · mm]	601,6	3 970,7	4 572,3	14 393,8	4 803,9
M_{kDidyn}	[N · mm]	45 000				0
σ_{oDi}	[MPa]	0,3	1,9	5,8	18,3	7
τ_{kDi}	[MPa]	11,4	10,8	28,7	28,7	0
α_{oDi}	[–]	1,4	2	2,1	-	1,4
α_{kDi}	[–]	1,1	1,25	1,8	-	1,1
\sqrt{A}	[–]	0,25				
ρ_i	[mm]	0,3	1	0,8	-	0,3
β_{oDi}	[–]	1,27	1,8	1,86	-	1,27
η_{pDi}	[–]	0,9	0,75	0,9	0,9	0,9
ε_{vDi}	[–]	0,905	0,86	0,885	0,885	0,905
$\sigma_{Co11600}$	[MPa]	294				
σ_{CoDi}^*	[MPa]	188,6	105,4	125,9	234,2	188,6
$n_{\sigma Di}$	[–]	629	55,5	21,7	12,8	27
$n_{\tau Di}$	[–]	13,6	12,6	3,3	5,9	-
n_{Di}	[–]	14,8	12,3	3,3	5,4	27

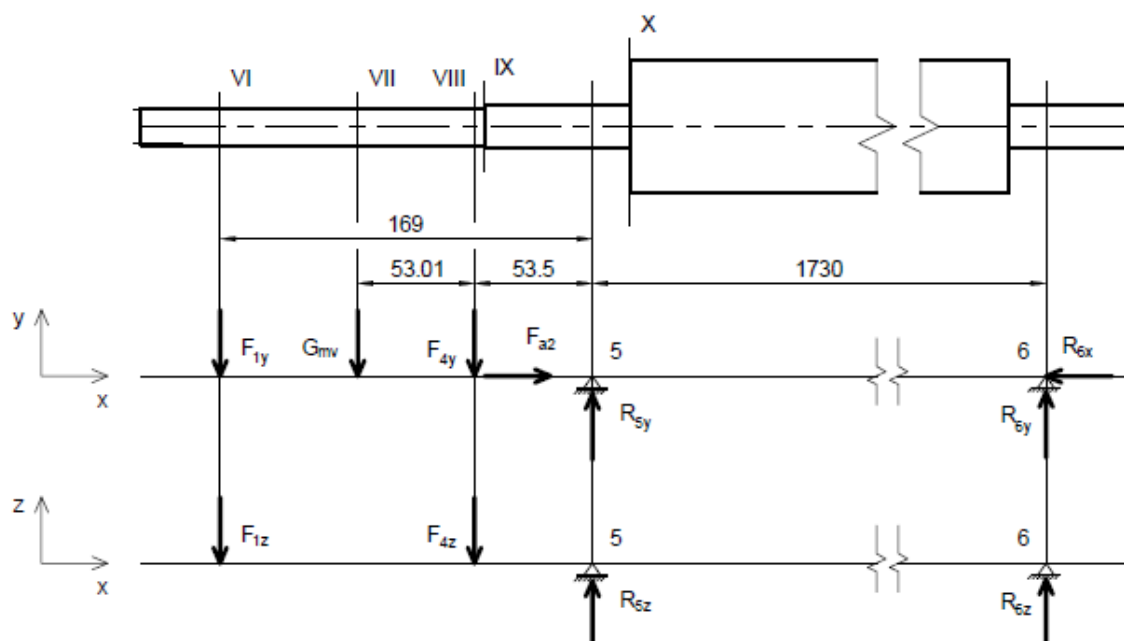
Dutá hřídel vyhovuje pro všechna uvažovaná kritická místa dynamické kontrole s více než dostatečnou bezpečností vzhledem k mezi únavy.

7.5 Kontrola hnací hřídele žehlicího válce

Hřídel je zatížena točivým momentem přenášeným přes elektromagnetickou spojku. Dále je zatížena silami v ozubení. Tyto síly se přenáší přes kluzná pouzdra, na kterých je uložena dutá hřídel na této hřídeli. Jedná se o reakční síly v podporách 1 a 4 z kap. 7.4. Tato hřídel přenáší i část hmotnosti celku elektromotoru, převodovky a spojky. Zatížení od hmotnosti je však vůči ostatním silám poměrně malé. Protože část této hmotnosti se přenesse i konzolí, kterou je převodovka kotvena ke stojanu, je uvažováno, že hřídel přenáší 53% této hmotnosti, což odpovídá tíze 50 N. Reakce a průběhy momentů jsou vypočteny pomocí software AutoCAD Mechanical [24]. Protože je kontrolována pouze hnací hřídel z lisovaného celku hřídel - válec, je průběh momentů vykreslen pouze pro tuto část. Část s válcem není zobrazena. Větší namáhání vzniká při otáčení ve směru reverzace, protože při tomto smyslu otáčení se k zatěžujícím silám přičítá i zvolená část tíhy motoru s převodovkou a spojkou. Proto je kontrola provedena pouze pro tento horší směr otáčení. Materiál plně hřídele je zvolen 14 220 s $R_{e14220} = 580 \text{ MPa}$ [6] a $R_{m14220} = 780 \text{ MPa}$ [6].

7.5.1 Výpočet reakcí a ohybových momentů

Pro statickou kontrolu je opět uvažováno největší možné zatížení, které může nastat.



Obr. 7.10 Zatížení hnací hřídele válce

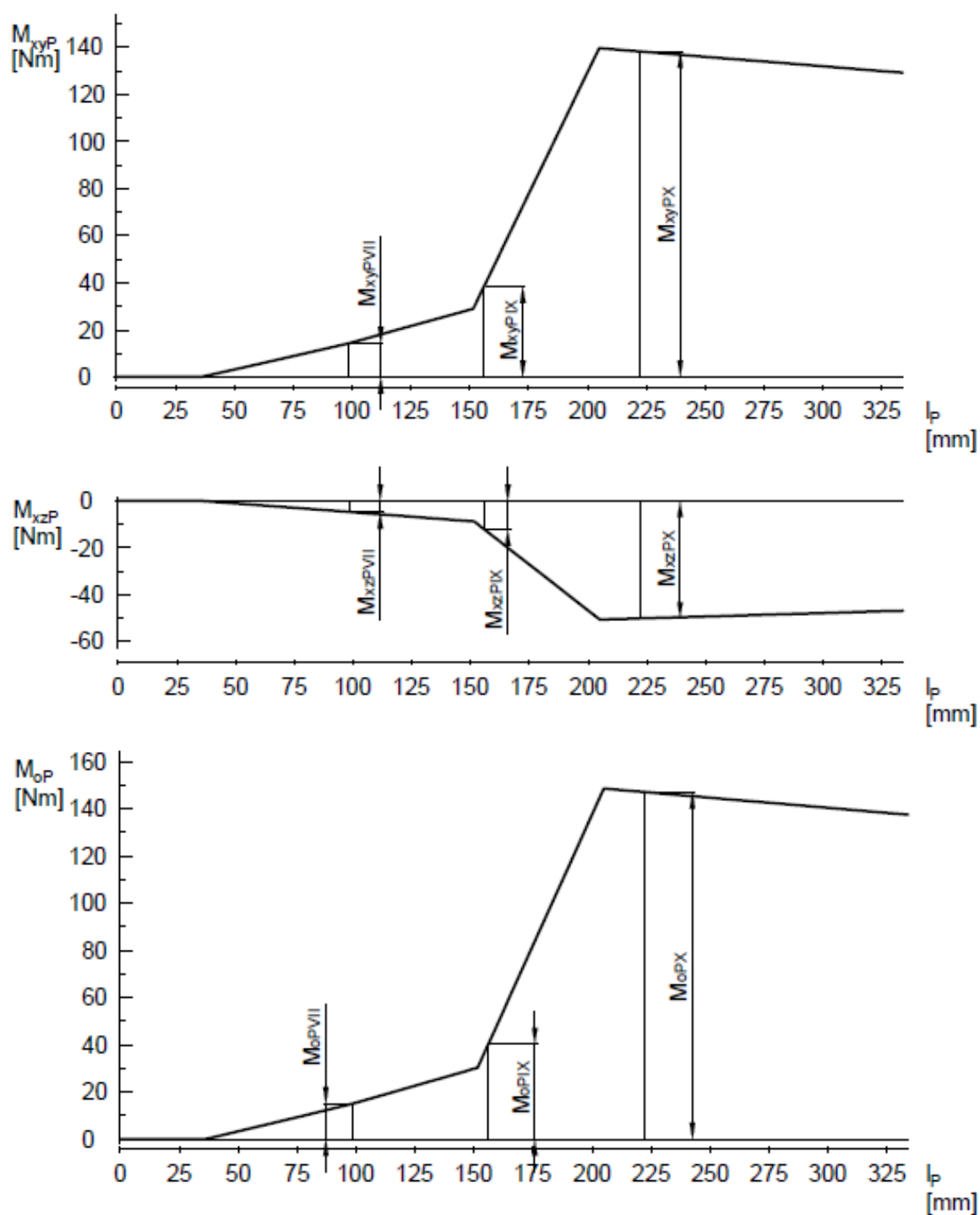
Tab. 7.9 Reakční síly v podporách

Reakce	Jednotka	Podpora 5	Podpora 6
R_{iy}	[N]	2 149,3	-80,7
R_{iz}	[N]	-810,3	29,2
R_{ir}	[N]	2 297	85,8

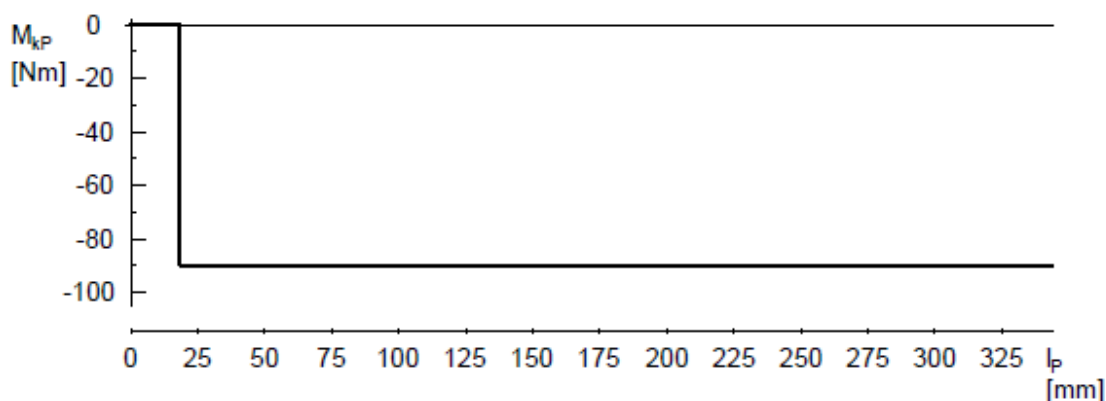
Pro statickou kontrolu jsou odečteny z grafu, po výpočtu v software [24], v kritických průřezích VII, IX, X ohybové momenty a točivý moment. Průřez VI je zanedbán, protože je zde nulový ohybový moment. Průřez VIII je sloučen s kritičtějším místem IX.

Tab. 7.10 Velikost ohybových momentů a točivého momentu

Moment	Jednotka	Místo VII	Místo IX	Místo X
M_{xyPi}	[N · mm]	14 262,3	38 318,6	138 305,1
M_{xzPi}	[N · mm]	-4 741,3	-12 277,7	-50 052,4
M_{oPi}	[N · mm]	15 029,8	40 237,5	147 083,5
M_{kPi}	[N · mm]	-90 000		



Obr. 7.11 Velikost ohybových momentů



Obr. 7.12 Velikost točivého momentu

7.5.2 Statická kontrola

Hřídel je namáhána kromě ohybu a krutu, také tlakem/tahem od axiální síly. Opět je výpočtem pro nejmenší průřez provedeno ověření, zda je možné účinek axiální síly zanedbat v poměru k dalšímu namáhání či nikoliv. Součinitel koncentrace napětí α pro krut i ohyb je odečten z grafů v literatuře [2].

$$\sigma_{tPVI} = \frac{F_{a2}}{S_{Pmin}} = \frac{F_{a2}}{\frac{\pi \cdot d_{PVI}^2}{4}} = \frac{290}{\frac{\pi \cdot 17^2}{4}} = 1,3 \text{ MPa} \quad (7.41)$$

Vzhledem k minimální velikosti napětí od axiální síly, je v dalších výpočtech toto napětí zanedbáno.

Příklad výpočtu statické kontroly pro vybraný průřez IX

Průřezové charakteristiky:

$$W_{oPIX} = \frac{\pi \cdot d_{PIX}^3}{32} = \frac{\pi \cdot 17^3}{32} = 482,333 \text{ mm}^3 \quad (7.42)$$

$$W_{kPIX} = \frac{\pi \cdot d_{PIX}^3}{16} = \frac{\pi \cdot 17^3}{16} = 964,665 \text{ mm}^3 \quad (7.43)$$

Napětí v ohybu a krutu:

$$\sigma_{oPIX} = \frac{M_{oPIX}}{W_{oPIX}} = \frac{40\,237,5}{482,333} = 83,4 \text{ MPa} \quad (7.44)$$

$$\tau_{kPIX} = \frac{M_{kPIX}}{W_{kPIX}} = \frac{90\,000}{964,665} = 93,3 \text{ MPa} \quad (7.45)$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{redPIX} = \sqrt{(\sigma_{oPIX} \cdot \alpha_{oPIX})^2 + 3 \cdot (\tau_{kPIX} \cdot \alpha_{kPIX})^2} \quad (7.46)$$

$$\sigma_{redPIX} = \sqrt{(83,4 \cdot 2,1)^2 + 3 \cdot (93,3 \cdot 1,6)^2} = 312,3 \text{ MPa}$$

Statická bezpečnost:

$$k_{sPIX} = \frac{R_{e11600}}{\sigma_{redPIX}} = \frac{580}{312,3} = 1,9 \quad (7.47)$$

Pro kontrolu v místě X, kde je na hřídeli nalisován náboj hnacího válce, je provedeno několik konstrukčních úprav, popsaných v technické zprávě [26] pro zmírnění vrubového účinku. Pro místo X je pak zvoleno $\alpha_{oPX} = 1,5$ a $\alpha_{kPX} = 1,5$. Volbou větších hodnot součinitelů je zohledněno namáhání od lisovacího tlaku, se kterým zde není počítáno. Výpočet, který zahrnuje i zatížení tlakem je proveden pomocí MKP. Pro ověření výsledků projde stroj zátěžovou a životnostní zkouškou.

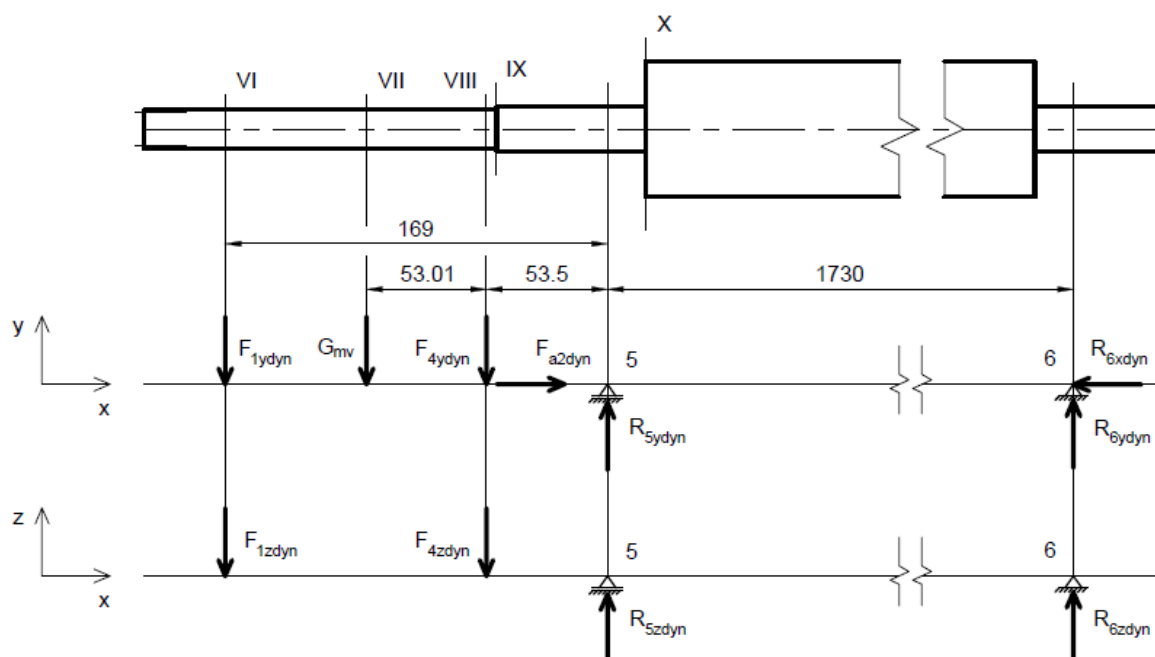
Tab. 7.11 Výsledky statické kontroly

Značka	Jednotka	Místo VII	Místo IX	Místo X
$\varnothing d_{Pi}$	[mm]	17	17	20
W_{oPi}	[mm ³]	482,333	482,333	785,398
W_{kPi}	[mm ³]	964,665	964,665	1 570,796
M_{oPi}	[N · mm]	15 029,8	40 237,5	147 083,5
M_{kPi}	[N · mm]	90 000		
σ_{oPi}	[MPa]	31,2	83,4	187,3
τ_{kPi}	[MPa]	93,3	93,3	57,3
α_{oPi}	[—]	1	2,1	1,5
α_{kPi}	[—]	1	1,6	1,5
σ_{redPi}	[MPa]	164,6	312,3	318
k_{sPi}	[—]	3,5	1,9	1,8

Kontrolou statické bezpečnosti je zjištěno, že hřídel vyhovuje ve všech uvažovaných kritických místech vzhledem k mezi kluzu. Pro místo X bude dodatečně provedena ověřovací zátěžová zkouška.

7.5.3 Výpočet reakcí a ohybových momentů pro dynamickou kontrolu

Pro dynamickou kontrolu je uvažováno jako vstupní zatížení nominální moment motoru, tedy moment bez přetížení. Tento moment je maximum běžné pracovní zátěže žehliče. Četnost momentových špiček, které vznikají při rozběhu nebo při náhodném přetížení, je pro běžný provoz zařízení velmi nízká. Proto s takovým zatížením není z hlediska životnosti počítáno. Opět je použit software [24].



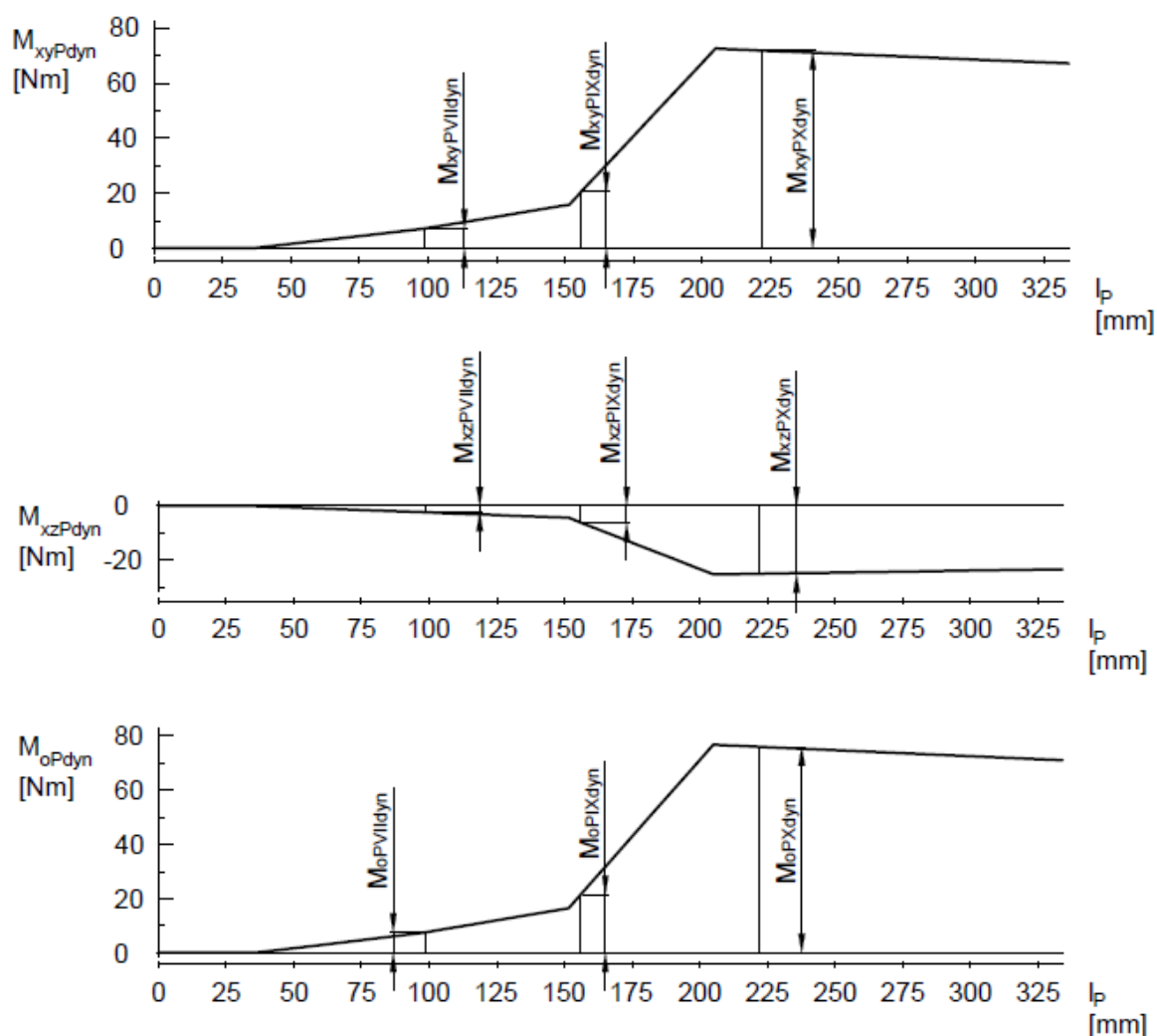
Obr. 7.13 Zatížení hnací hřídele válce

Tab. 7.12 Reakční síly v podporách

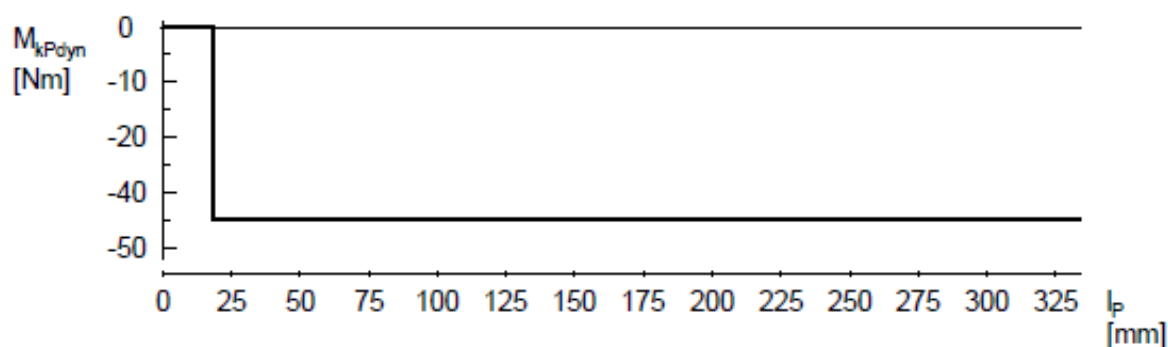
Reakce	Jednotka	Podpora 5	Podpora 6
R_{iydyn}	[N]	1074,7	-40,4
R_{izdyn}	[N]	-405,2	14,6
R_{irdyn}	[N]	1148,5	43

Tab. 7.13 Velikost ohybových momentů a točivého momentu

Moment	Jednotka	Místo VII	Místo IX	Místo X
$M_{xyPidyn}$	[N · mm]	7 131,2	20 597	71 789,2
$M_{xzPidyn}$	[N · mm]	-2 370,7	-6 138,9	-25 026,2
M_{oPidyn}	[N · mm]	7 514,9	21 492,4	76 026,3
M_{kPidyn}	[N · mm]	-45 000		



Obr. 7.14 Průběh ohybového momentu



Obr. 7.15 Průběh točivého momentu

7.5.4 Dynamická kontrola

V místě drážkování není hřídel namáhána ohybem, pouze statickým krutem. Průřez v místě drážkování není považován za kritické místo pro dynamickou kontrolu. Potřebné koeficienty α_o , α_k , η_p , ε_v a \sqrt{A} jsou vyčteny z grafů v literatuře [4].

Příklad výpočtu dynamické kontroly pro vybraný průřez IX

Průřezové charakteristiky jsou totožné se statickou kontrolou.

Napětí v ohybu a v krutu:

$$\sigma_{oPIX} = \frac{M_{oPIXdyn}}{W_{oPIX}} = \frac{21\,492,4}{482,333} = 44,6 \text{ MPa} \quad (7.48)$$

$$\tau_{kPIX} = \frac{M_{kPIXdyn}}{W_{kPIX}} = \frac{45\,000}{964,665} = 46,6 \text{ MPa} \quad (7.49)$$

Vrubový součinitel podle Neubera:

$$\beta_{oPIX} = 1 + \frac{\alpha_{oPIX} - 1}{1 + \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{\rho_{IX}}}} = 1 + \frac{2,1 - 1}{1 + \frac{0,2}{\sqrt{0,8}}} = 1,9 \quad (7.50)$$

Základní mez únavy:

$$\sigma_{Co14220} = 0,49 \cdot R_{m14220} = 0,49 \cdot 780 = 382 \text{ MPa} \quad (7.51)$$

Mez únavy skutečné součásti:

$$\sigma_{CoPIX}^* = \sigma_{Cop} \cdot \frac{\eta_{pPIX} \cdot \varepsilon_{vPIX}}{\beta_{oPIX}} = 382 \cdot \frac{0,9 \cdot 0,9}{1,9} = 162,8 \text{ MPa} \quad (7.52)$$

Bezpečnost v ohybu a statická bezpečnost v krutu:

$$n_{\sigma PIX} = \frac{\sigma_{CoPIX}^*}{\sigma_{oPIX}} = \frac{162,8}{44,6} = 3,7 \quad (7.53)$$

$$n_{\tau PIX} = \frac{0,577 \cdot R_{e14220}}{\tau_{kPIX} \cdot \alpha_{kPIII}} = \frac{0,577 \cdot 580}{46,6 \cdot 1,6} = 4,5 \quad (7.54)$$

Celková dynamická bezpečnost:

$$n_{PIX} = \frac{n_{\sigma PIX} \cdot n_{\tau PIX}}{\sqrt{n_{\sigma PIX}^2 + n_{\tau PIX}^2}} = \frac{3,7 \cdot 4,5}{\sqrt{3,7^2 + 4,5^2}} = 2,9 \quad (7.55)$$

Tab. 7.14 Výsledky dynamické kontroly

Značka	Jednotka	Místo VII	Místo IX	Místo X
$\varnothing d_{Pi}$	[mm]	17	17	20
W_{oPi}	[mm ³]	482,333	482,333	785,398
W_{kPi}	[mm ³]	964,665	964,665	1570,796
M_{oPdyni}	[N · mm]	7514,9	21492,4	76026,3
M_{kPdyni}	[N · mm]	45000		
σ_{oPdyni}	[MPa]	15,6	44,6	96,8
τ_{kPdyni}	[MPa]	46,6	46,6	28,6
α_{oPi}	[–]	1	2,1	1,5
α_{kPi}	[–]	1	1,6	1,5
\sqrt{A}	[–]	0,2		
ρ_i	[mm]	-	0,8	20
β_{oPi}	[–]	-	1,9	1,48
η_{pPi}	[–]	0,9	0,9	0,82
ε_{vPi}	[–]	0,9	0,9	0,88
$\sigma_{Co14220}$	[MPa]	382		
σ_{CoPi}^*	[MPa]	309,4	162,8	186,3
$n_{\sigma Pi}$	[–]	19,8	3,7	1,9
$n_{\tau Pi}$	[–]	7,2	4,5	7,8
n_{Pi}	[–]	6,8	2,9	1,8

Hnací hřídel válce vyhovuje pro všechna uvažovaná kritická místa dynamické kontrole s více než dostatečnou bezpečností k mezi únavy. Jak bylo zmíněno u statického výpočtu, bude provedeno testování pro ověření místa X s lisovaným spojem. V případě, že by místo bylo poruchové, je možné nahradit lisovaný spoj spojem lepeným, jako je tomu u duté hřídele a šnekového kola. Lepený spoj nebude vyvolávat vrubový účinek, protože zde nebude lisovací tlak a nebudou tak v přechodu z hřídele na náboj vznikat napětíové špičky.

7.6 Kontrola ložisek

a) Ložiska převodovky

V převodovce je dutá hřídel uložena přes nalepený náboj šnekového kola v kuličkových ložiscích 16006. Jedná se o dodávanou převodovku, takže je předpokládáno, že životnost ložisek bude dostačující. Protože se však konstrukční úpravou mění rozložení reakčních sil, je provedena orientačně kontrola trvanlivosti. Obě ložiska jsou stejná, proto je kontrolní výpočet proveden pouze u více zatíženého ložiska. Kontrola je provedena v kalkulátoru SKF [13], níže jsou uvedeny pouze vybrané výsledky z výstupní zprávy kalkulátoru. Trvanlivost ložiska je kontrolována na běžné provozní zatížení s maximálním točivým momentem 45 N · m, statická kontrola je provedena pro špičku zatížení 90 N · m.

Statická kontrola pro případ přetížení, kde C_{0L3} je statická únosnost ložiska:

$$k_{sL3} = \frac{C_{0L3}}{R_{3r}} = \frac{7\,350}{3\,412,2} = 2,1 \quad (7.56)$$

Základní trvanlivost ložisek:

$$L_{10h} = 280\,800 \text{ hod}$$

Modifikovaná trvanlivost ložisek:

$$L_{10mh} = 262\,800 \text{ hod}$$

Ložisko zachycující axiální sílu přenáší menší radiální zatížení. Byla provedena orientační kontrola z důvodu složeného namáhání. Vypočtená trvanlivost byla výrazně vyšší než u výše kontrolovaného ložiska. Proto zde nejsou uvedeny výsledky kontroly tohoto ložiska. Obě ložiska jsou tedy vyhovující i po provedení daných konstrukčních úprav.

b) Ložiska hnacího válce

Jedná se o ložiska, ve kterých je uložen hnací válec přes plné hřídele do stojanu žehliče. Jsou to zapouzdřená kuličková ložiska se sférickým vnějším kroužkem značky INA s označením 204 NPP-B [14]. Je kontrolováno pouze více zatížené ložisko (podpora 5). Axiální síla na plné hřídeli je velmi malá a je zachycena ložiskem z výrazně nižším radiálním zatížením (podpora 6). Proto není provedena kontrola druhého ložiska i přesto, že je zatíženo radiálně i axiálně. Trvanlivost ložiska je kontrolována na běžné provozní zatížení s maximálním točivým momentem $45 \text{ N} \cdot \text{m}$, statická kontrola je provedena pro špičku zatížení $90 \text{ N} \cdot \text{m}$. Potřebné koeficienty a_1 a a_{ISO} byly zjištěny z dat udávaných výrobcem [15].

Statická kontrola pro případ přetížení, kde $P_{5r} = R_{5r}$ je ekvivalentní zatížení ložiska:

$$k_{sL5} = \frac{C_{0L5}}{P_{5r}} = \frac{C_{0L5}}{R_{5r}} = \frac{6\,600}{2\,297} = 2,9 \quad (7.57)$$

Ložisko vyhovuje statické kontrole na jednorázové přetížení s dostatečnou bezpečností.

Základní trvanlivost ložisek:

$$L_{10h} = \left(\frac{C_{L5}}{P_{5r}} \right)^p \cdot \frac{10^6}{n_2 \cdot 60} = \left(\frac{13\,600}{1\,148,5} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{20 \cdot 60} = 1,38 \cdot 10^6 \text{ hod} \quad (7.58)$$

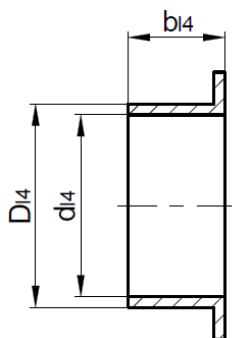
Modifikovaná trvanlivost ložisek:

$$L_{10mh} = L_{10h} \cdot a_1 \cdot a_{ISO} = 1,38 \cdot 10^6 \cdot 1 \cdot 0,5 = 690\,000 \text{ hod}$$

Původní ložiska vyhovují kontrole s velkou trvanlivostí a mohou být ponechány bez úprav. Jediným omezujícím parametrem může být životnost maziva v ložisku.

c) Kluzná pouzdra

Mezi dutou hřídelí a plnou hřídelí hnacího válce jsou použita kluzná pouzdra. Mezi těmito hřídelemi při běžném provozu nedochází ke vzájemnému pohybu. Slouží tedy hlavně pro přenos zatížení od hmotnosti pohonu. Dále je do výpočtu potřeba uvažovat i přenos sil od ozubení. Na zachycení těchto sil se podílí částečně konzola převodovky a částečně hnací hřídel válce. Do kontrolního výpočtu je uvažován přenos celého zatížení od ozubení. Obě pouzdra mají stejnou nosnou plochu, jsou uloženy na stejném průměru a jsou ze stejného materiálu. Proto je kontrola provedena pouze u více zatíženého pouzdra 4. Dále je uvažován stav, při kterém by se kluzné pouzdro 4 podílelo i na přenosu axiální síly. Pouzdro je kontrolováno pouze na statický tlak, protože se při zatěžování neotáčí. Otáčky při manuálním otáčení válce klikou jsou minimální. Navíc nevznikají síly v ozubení a takový způsob zatížení je málo četný, proto je zanedbán. Pouzdra jsou určena pro provoz bez mazání, ale jsou odolná případnému kontaktu s mazivou. Jedná se o pouzdra IGUS GFM 1719-09 [16]. Reakční síly, které zde vznikají a zatěžují kluzná pouzdra, jsou zjištěny ve výpočtu výše.



Obr. 7.16 Kluzné pouzdro GFM 1719-09

Radiální síla zatěžující pouzdro:

$$R_{4r} = 1\,924,2\,N$$

Kontrola statického tlaku v radiálním směru:

$$p_4 = \frac{R_{4r}}{d_{l4} \cdot b_{l4}} = \frac{1\,924,2}{17 \cdot 9} = 12,6\,MPa \quad (7.59)$$

Kontrola případného statického tlaku v axiálním směru:

$$p_4 = \frac{F_{a2}}{\frac{\pi}{4} \cdot (d_{PX}^2 - d_{l4}^2)} = \frac{290}{\frac{\pi}{4} \cdot (20^2 - 17^2)} = 3,3\,MPa \quad (7.60)$$

Maximální tlak na tyto kluzné pouzdra je $p_{KPdov} = 80\,MPa$ [16]. V případě vzájemného pohybu, tedy případ manuálního otáčení s výrazně nižším zatížením je, při teoretickém dosažení stejných otáček jako jsou výstupní otáčky převodovky, dovolený tlak $25\,MPa$ [16]. Použitá kluzná pouzdra tedy lze pro danou aplikaci použít.

7.7 MKP analýza

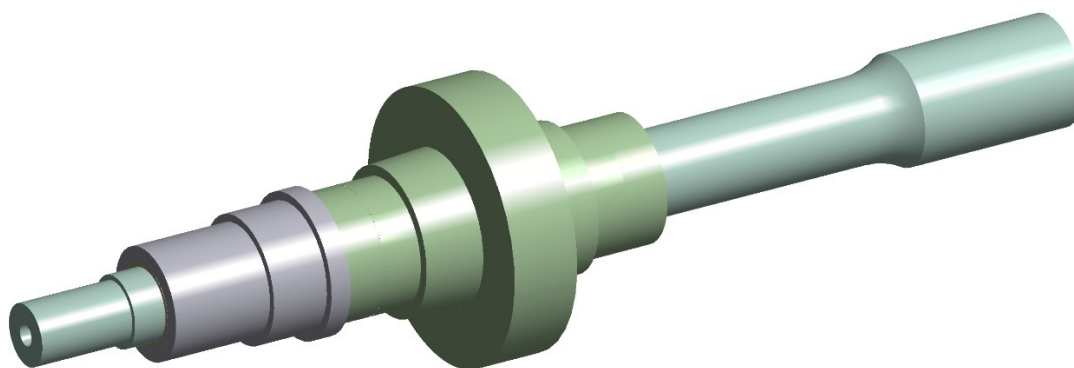
Vybrané komponenty varianty 1 byly podrobeny MKP analýze v software Ansys Workbench [25]. Pro tuto variantu byla provedena kontrola napjatosti a deformací duté hřídele a hřídele hnacího válce. Pro urychlení a zjednodušení výpočtu jsou na výpočtových modelech provedeny konstrukční úpravy. Jedná se například o odstranění zkosení, některých zaoblení a podobných konstrukčních prvků, které nejsou pro výsledky analýzy důležité a pouze výpočet komplikují.

Tab. 7.15 Materiály součástí obsažených v pevnostní kontrole

Součást	Materiál
Šnekové kolo	Šedá litina EN-GJL-250
Dutá hřídel	Ocel (11 600)
Plná hřídel	Ocel (14 220)
Kluzná pouzdra	Iglidur® G

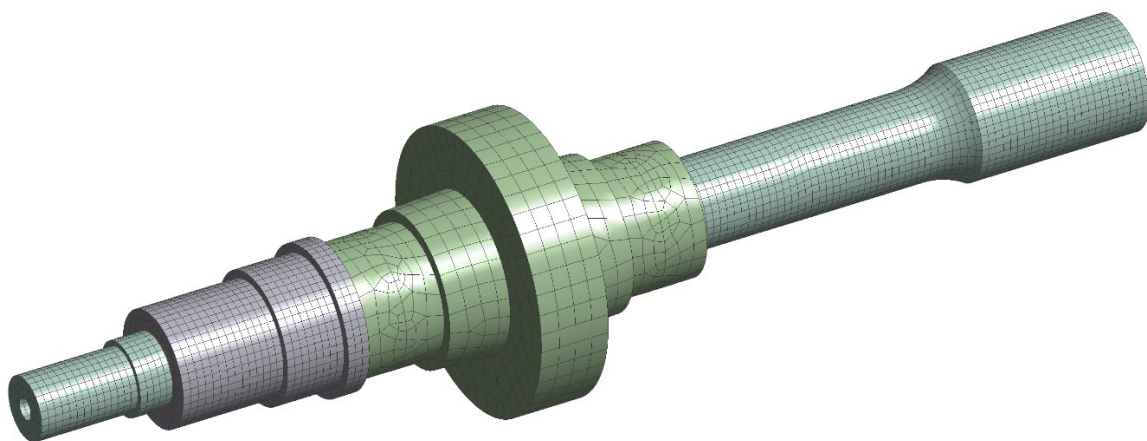
7.7.1 Kontrola deformací

Kontrola deformací je provedena pro obě hřídele najednou, tedy jako pro sestavu. Plná hřídel tak bude mít větší tuhost a z hlediska deformací bude výsledek více odpovídat skutečnému stavu. Model pro výpočet deformací se skládá z duté hřídele se šnekovým kolem, kluzných pouzder a plné hřídele. Výpočet deformací je zaměřen především na plnou hřídel. V místech, kde je na hřídeli drážkování se nepředpokládají velké deformace, spíše napětí. Proto je drážkování pro výpočet deformací hřídelí nahrazeno hladkým průřezem, jehož průměr odpovídá patní kružnici drážkování. Náboj hnacího válce, který je nalisován na plné hřídeli, je z modelu odstraněn a nahrazen zatížením tlakem na lisovací plochu hřídele. Mezi jednotlivými komponenty jsou nadefinovány potřebné spojení nebo kontakty.



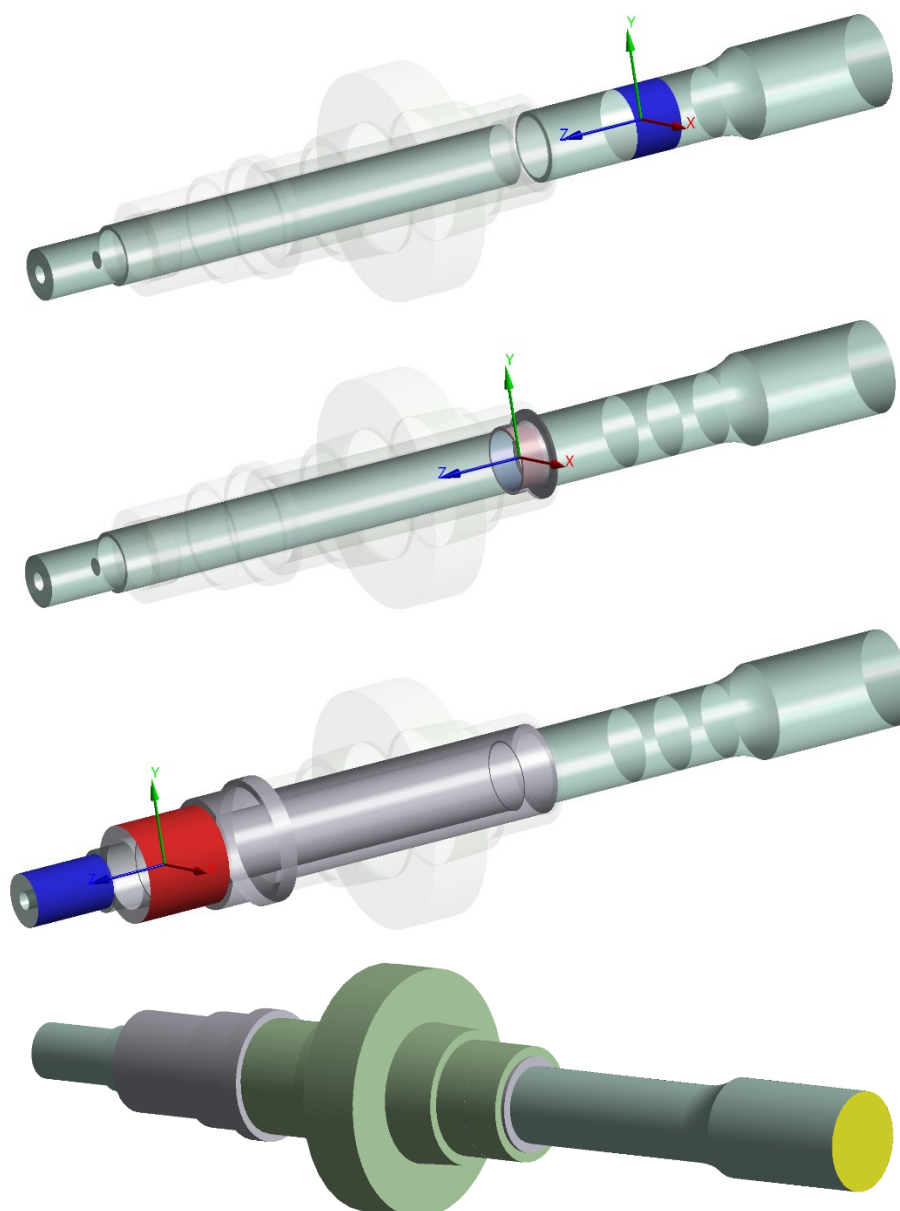
Obr. 7.17 Výpočtový model pro výpočet deformací

Je vytvořena síť z prvků typu „Hexa-dominant“ o 64 790 elementech a 242 190 uzlech. Pro tělesa a místa, která nebyla předmětem kontroly a nejsou pro výpočet důležitá, je pro urychlení výpočtu a úsporu elementů síť použita síť hrubší s menším počtem elementů. Jedná se o šnekové kolo a kluzná pouzdra.



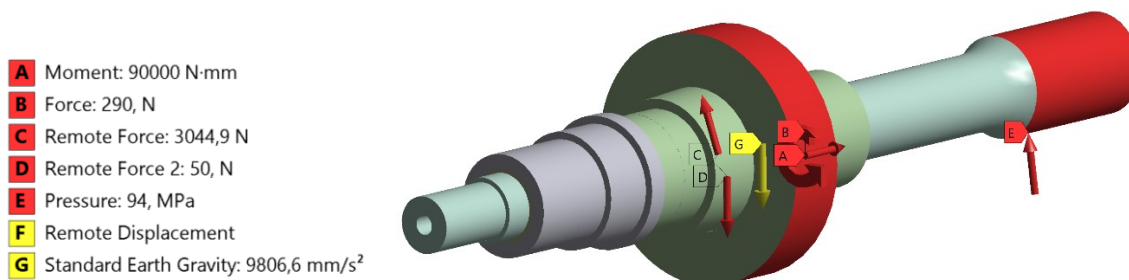
Obr. 7.18 Vysíťovaný výpočtový model

Pro definování vazby nahrazující ložisko na druhé straně válce, který není součástí modelu, je použita vazba typu „Remote displacement“. Pro ložiska jsou použity vazby typu „Joint“, kterými jsou povoleny příslušné stupně volnosti. V místě, kde se nachází kotouče spojky a přenáší se točivý moment, jsou válcové plochy, které nahrazují drážkování, pevně propojeny vazbou. Spojka tak nemusí být součástí výpočtového modelu. Pro pevné spojení duté hřídele a šnekového kola je použit kontakt typu „Bonded“. Kluzná pouzdra jsou ve skutečnosti uložena v duté hřídeli s přesahem, proto je také použit kontakt „Bonded“. Pro spojení kluzných pouzder a plné hřídele je použit spoj „Joint Body-Body“ s povolením příslušných stupňů volnosti. Na obr. 7.18 jsou uvedeny příklady vybraných vazeb (shora – spojení k rámu stojanu, spojení kluzného pouzdra na plné hřídeli, nahrazení spojky, Remote displacement).



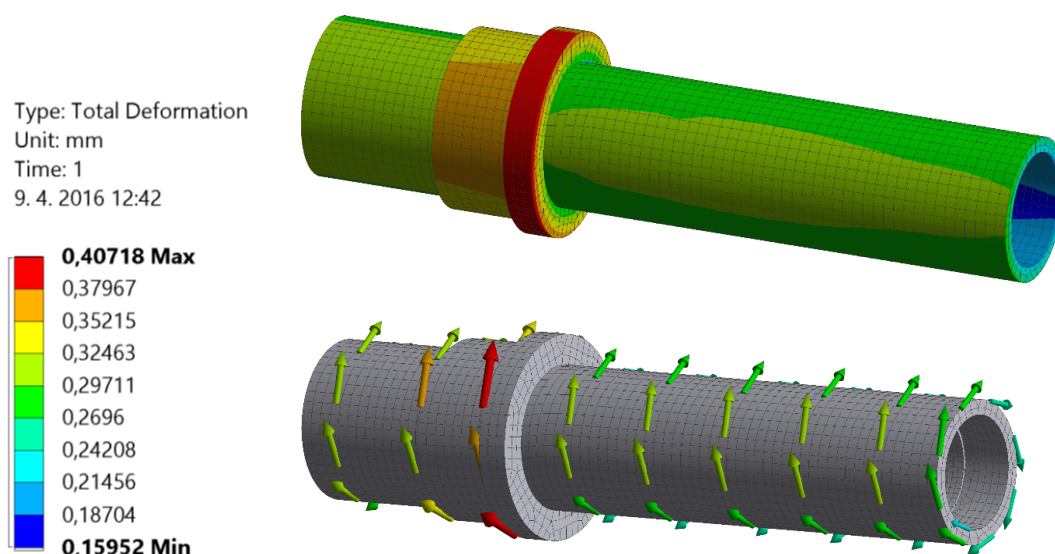
Obr. 7.19 Příklady umístění vazeb a spojení

Do výpočtu vstupuje zatížení točivým momentem a zatížení silami od ozubení. Zatížení je definováno v místě šnekového kola. Dále je definován lisovací tlak na válcový konec plné hřídele a část zatížení od hmotnosti motoru s převodovkou a spojkou. Zatížení od hmotnosti je definováno do místa těžiště soustavy motor-převodovka-spojka vůči plné hřídeli na plochy uložení kluzných pouzder, přes které dochází k přenosu této tíhy na plnou hřídel.



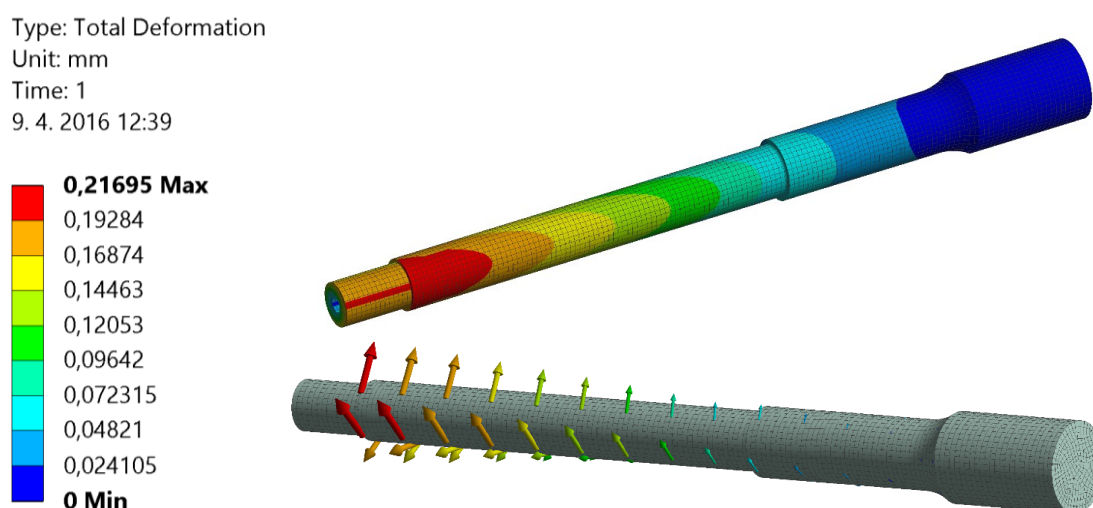
Obr. 7.20 Definování zatížení

Deformace jsou zjištěny pro stav maximálního přetížení, kterého může elektromotor dosáhnout. Tedy pro $T_2 = 90 \text{ N} \cdot \text{m}$. Na obrázcích níže jsou výsledné deformace obou hřídelí pro větší přehlednost pouze zobrazeny samostatně, avšak jak je výše uvedeno, řešeny byly společně.



Obr. 7.21 Deformace duté hřídele (dole - vektorové zobrazení)

Výsledné deformace duté hřídele jsou větší než u plné hřídele, a to kolem 0,4 mm. Hřídel je více zkroucena než prohnuta. To může být důsledek toho, že je hřídel provedena jako dutá. Další příčinou může být nahrazení spojky vazbou. Tímto zjednodušením také došlo k zanesení určité nepřesnosti do výpočtu. Vypočtené deformace vznikají jako důsledek jednorázového chvilkového přetížení a nejsou dány běžným provozním stavem. Vzhledem ke skutečnosti, že na výstupu převodovky se nekladou zvýšené nároky na přesnost chodu a s přihlédnutím k jednorázovému stavu přetížení, se kterým je počítáno, dutá hřídel z hlediska deformací vyhovuje.



Obr. 7.22 Deformace plné hřídele (dole - vektorové zobrazení)

Největší deformace plné hřídele dosahují přibližně 0,2 mm. Z vektorového zobrazení je patrné, že převažují deformace vlivem krutu a ohybové deformace mají o něco menší podíl.

Při zohlednění poměrně velké délky plné hřídele při jejím malém průměru a skutečnosti, že se jedná o stav časově velmi krátkého přetížení, pak z hlediska deformací hřídel vyhovuje kontrole pro tento stav přetížení.

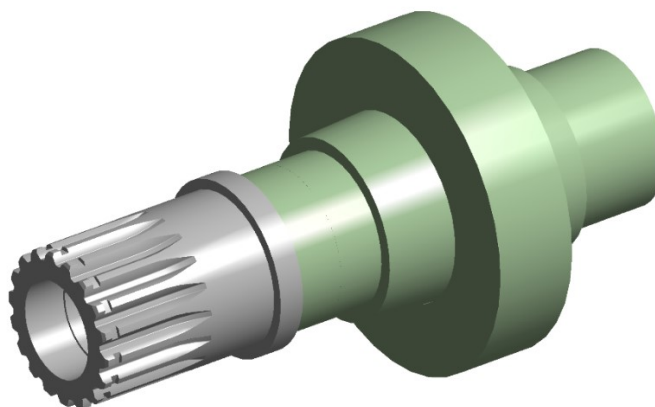
Na zmírnění ohybových deformací hnací hřídele válce se v malé míře podílí i konzola se silentbloky, která není ve výpočtu zahrnuta. Proto lze říct, že z pohledu průhybu navržená hnací hřídel vyhovuje kontrole deformací.

7.7.2 Kontrola napětí

Napětí je počítáno pro obě hřídele samostatně, kdy nedochází ke vzájemnému vyztužení.

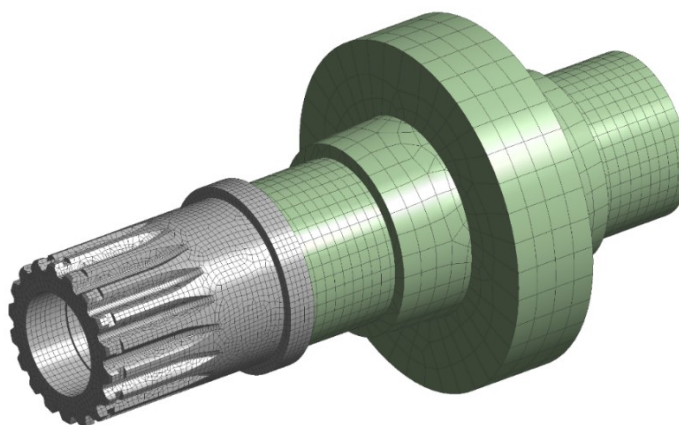
a) Dutá hřídel

Výpočtový model duté hřídele je složen z duté hřídele a šnekového kola. Hlavním důvodem je správné definování vazeb v místě ložisek převodovky. Hřídel je totiž uložena v těchto ložiscích právě přes náboj šnekového kola. Použití vazeb přímo na dutou hřídel by vedlo k nepřesnému výpočtu a ke zkreslení výsledků.



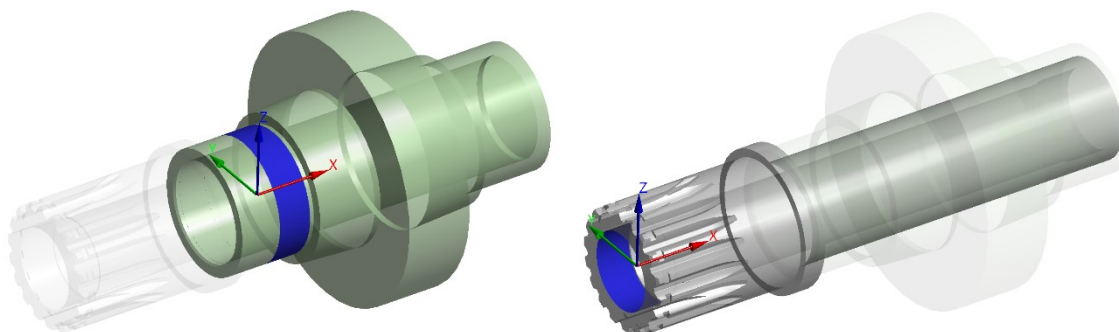
Obr. 7.23 Výpočtový model duté hřídele

Síť je tvořena prvky typu „Hex-Dominant“ a skládá se ze 78 787 elementů a 254 857 uzlů. Na vybraných plochách šnekového kola, v oblasti ozubení je síť hrubší z důvodu úspory elementů a také proto, že šnekové kolo není předmětem zájmu řešení napjatosti.



Obr. 7.24 Vysíťovaný výpočtový model

Vazby simulující ložiska jsou typu „Joint“ s ponecháním příslušných stupňů volnosti. Mezi hřídel a kolo je pro pevné spojení aplikován kontakt typu „Bonded“, který nejlépe vystihuje lepený spoj.

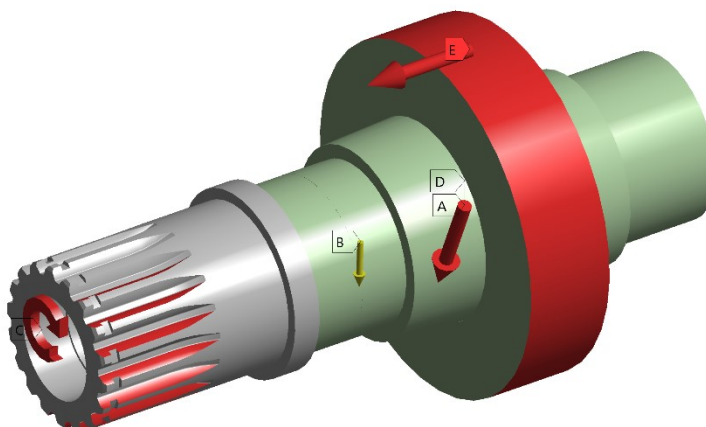


Obr. 7.25 Příklad vazby „Joint“ (vlevo - valivé ložisko, vpravo - kluzné pouzdro)

Hřídel je zatížena točivým momentem a silami vznikajícími v soukolí. Do výpočtu je, i přes její nepatrný vliv na tento případ, zahrnuta gravitace.

Static Structural
Time: 1, s
8. 4. 2016 23:13

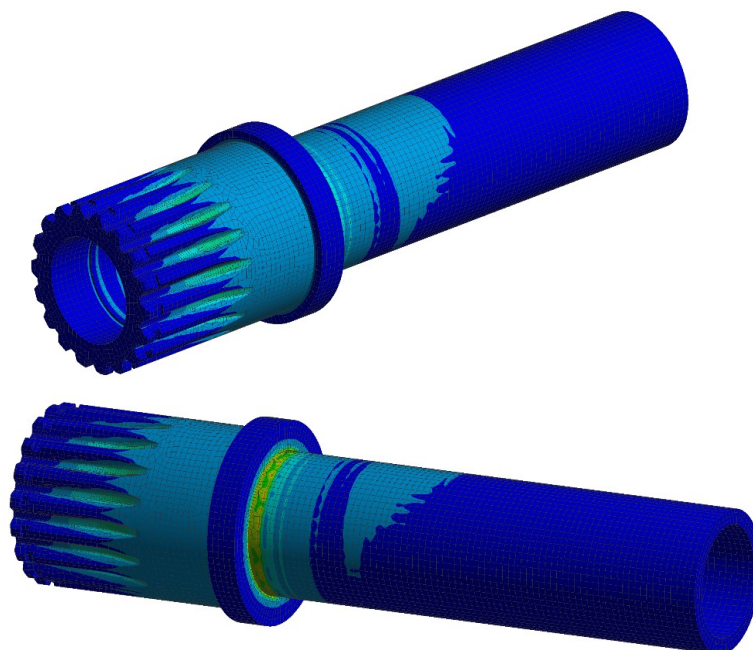
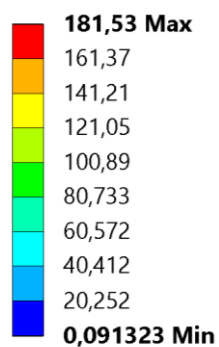
- A** Remote Displacement
- B** Standard Earth Gravity: 9806,6 mm/s²
- C** Moment: 90000 N·mm
- D** Remote Force 3: 3044,9 N
- E** Remote Force: 290, N



Obr. 7.26 Zatížení duté hřídele

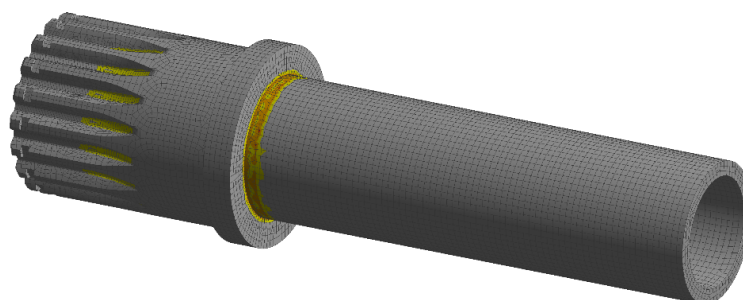
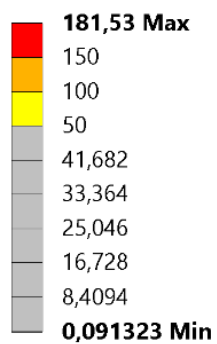
Největší redukované napětí je v místě drážkování a v přechodu průměrů u osazení hřídele. Největší hodnoty nepřekračují 182 MPa. Toto napětí je shodné s napětím vypočteným ve statické kontrole, provedené výše, pro průřez III. Jedná se o shodné průřezy, a protože hodnoty napětí vyšly stejné, lze výsledky kontroly považovat za správné. Toto napětí však při porovnání s mezí kluzu materiálu hřídele není vysoké a dutá hřídel z hlediska napětí vyhovuje kontrole pro stav přetížení. Pro vyjádření podílu namáhání v krutu jsou zjištěny výsledky smykového napětí. Je zjištěno, že zatížení krutem má na namáhání hřídele největší podíl. Vzhledem k nižšímu namáhání při normálním provozním stavu, napjatost hřídele vyhovuje i vzhledem k mezi únavy.

Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1
9. 4. 2016 9:12

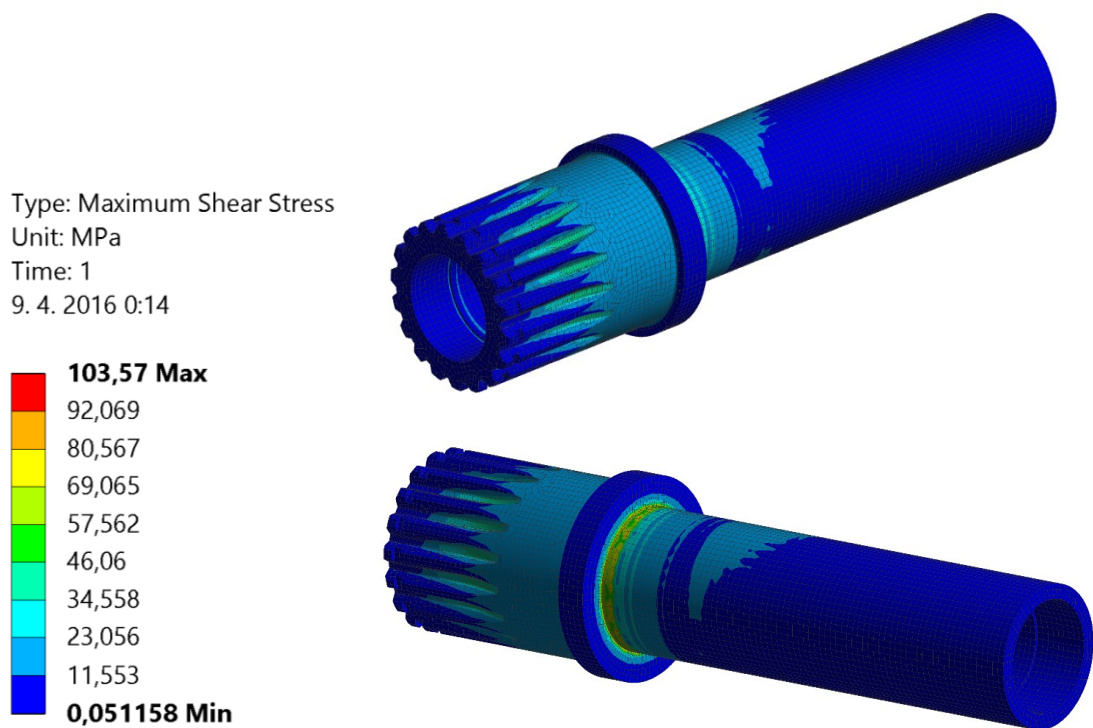


Obr. 7.27 Redukované napětí – výsledky pro hřídel (přední a zadní pohled)

Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1
9. 4. 2016 9:16



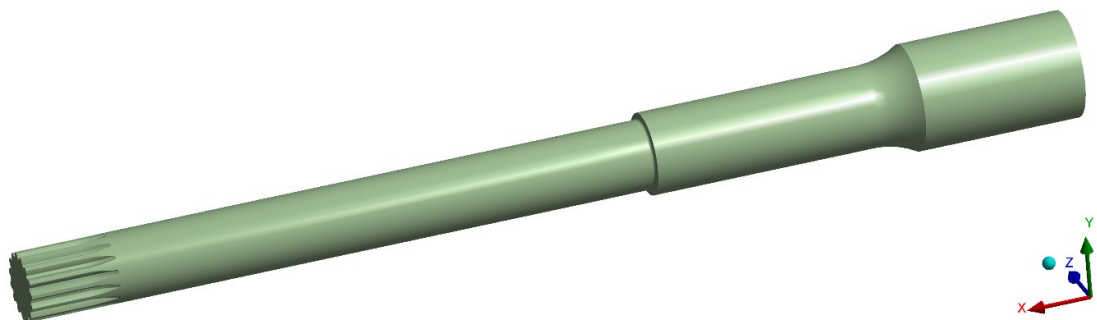
Obr. 7.28 Zvýraznění oblasti nejvyššího redukovaného napětí



Obr. 7.29 Smykové napětí (přední a zadní pohled)

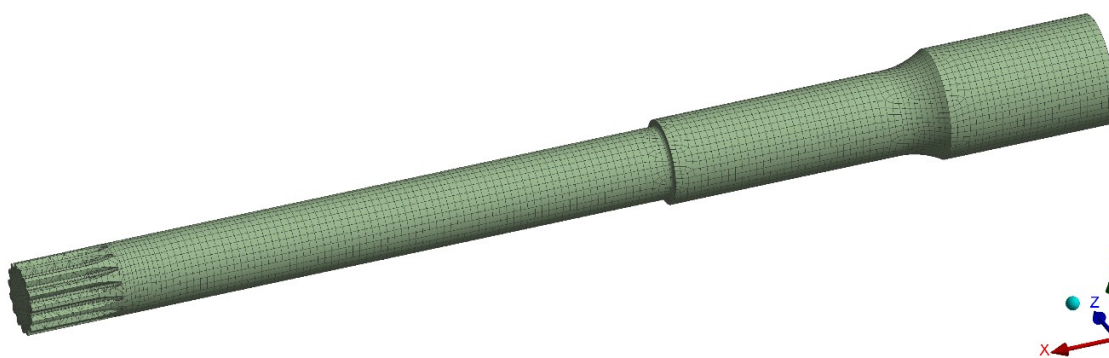
b) Hnací hřídel válce

Model plné hřídele se skládá pouze z jednoho tělesa. V místě nalisovaného náboje hnacího válce je místo tohoto válce pouze aplikováno zatížení tlakem od nalisování. V místech přechodů průměrů a v místě nalisování byly ponechány konstrukční prvky zaoblení, aby se zamezilo v co největší míře vzniku singularity a zkreslení výsledků napjatosti.



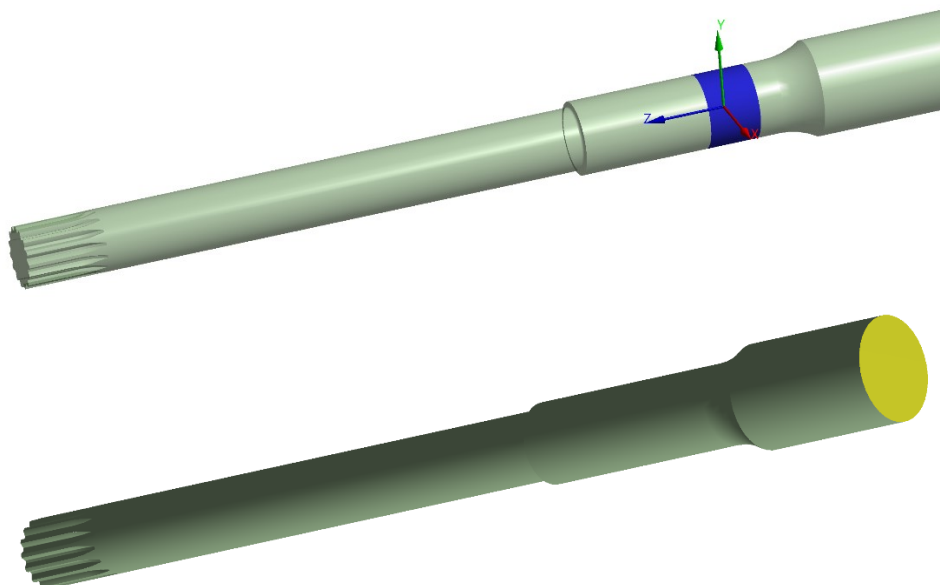
Obr. 7.30 Výpočtový model hnací hřídele válce

Síť je vytvořena z prvků typu „Hex-Dominant“ a skládá se ze 72 370 elementů a 233 536 uzlů. V oblasti zaoblení je síť zjemněna pro dosažení přesnějších výsledků.



Obr. 7.31 Vysíťovaný model

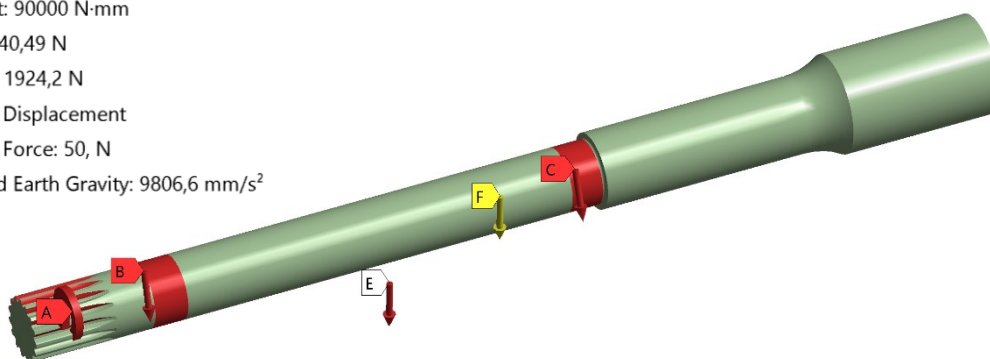
Vazba je definována v místě ložiska, přes které je hřídel uložena v rámu stojanu. Jedná se o vazbu typu „Joint“ (na obr. 7.31 modře) s ponecháním příslušných stupňů volnosti. Dále je použita vazba „Remote-Displacement“ (na obr. 7.31 žlutě) stejně jako u výpočtu deformací, pro definování vzdáleného uložení v ložisku na druhé straně válce, tedy ve druhém stojanu.



Obr. 7.32 Definování vazeb

Zatížení je definováno v místě kluzných pouzder, kde dochází k přenosu zatížení sil z duté hřídele a tíhy motoru s převodovkou a spojkou. Dále pak v místě drážkování, kde dochází k přenosu točivého momentu ze spojky na plnou hřídel. Do výpočtu je zahrnuta i gravitace.

- A** Moment: 90000 N·mm
- B** Force: 240,49 N
- C** Force 2: 1924,2 N
- D** Remote Displacement
- E** Remote Force: 50, N
- F** Standard Earth Gravity: 9806,6 mm/s²

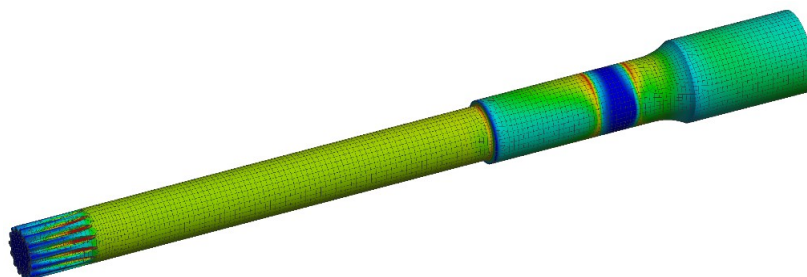


Obr. 7.33 Zatížení hnací hřídele válce

Největší napětí vzniká v místě drážkování v oblasti výběhu drážkovacího nástroje. Tato oblast a oblast patního přechodu je pro drážkování kritickým místem, protože se jedná o místa s tvarovou a rozměrovou změnou. Navíc v místě výběhu drážkování na hřídeli není místo drážky vyplněno protikusem náboje, a tak zde vzniká ještě vyšší napětí. V tomto místě je hřídel namáhána točivým momentem a při zobrazení výsledků pouze smykového napětí je zjištěna velikost napětí v tomto místě přibližně 200 MPa. Síly vznikající od točivého momentu na bocích drážek, způsobují namáhání zubů na smyk, ohyb a tlak na bocích. Toto namáhání je přes zuby rozneseno, a proto vzniká v místě drážkování kromě tečného napětí také napětí normálové. Vzhledem k poměrně velkému vrubovému účinku drážkování, lze napětí kolem hodnoty 360 MPa v tomto místě považovat za správný výsledek. Porovnání s analytickým výpočtem není možné, a to z důvodů absence součinitelů koncentrace napětí pro evolventní drážkování. Nahrazení těchto součinitelů např. součinitelem koncentrace napětí pro drážku pro pero by bylo značně nepřesné. Porovnáním napětí v oblastech, které jsou totožné s průřezy z analytického výpočtu, je ověřeno, že velikosti napětí, zjištěné oběma způsoby výpočtu, jsou shodné. Hodnoty napětí zjištěné analyticky a pomocí MKP se shodují, lze je tak považovat za správné a tedy i hodnotu napětí, zjištěnou v oblasti drážkování pomocí MKP, lze považovat za správnou.

Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1

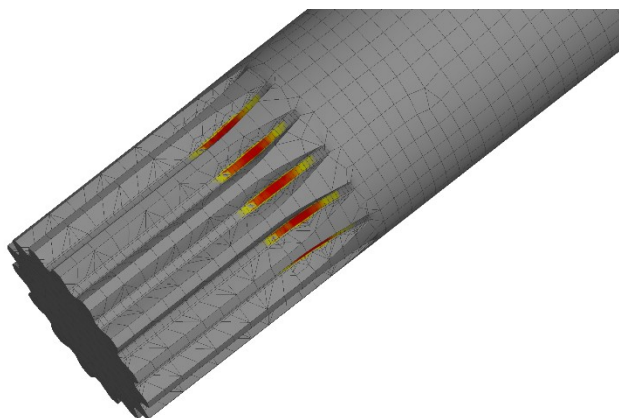
359,85 Max
279,93
200
171,47
142,94
114,4
85,872
57,34
28,808
0,27656 Min



Obr. 7.34 Redukované napětí na plné hřídeli

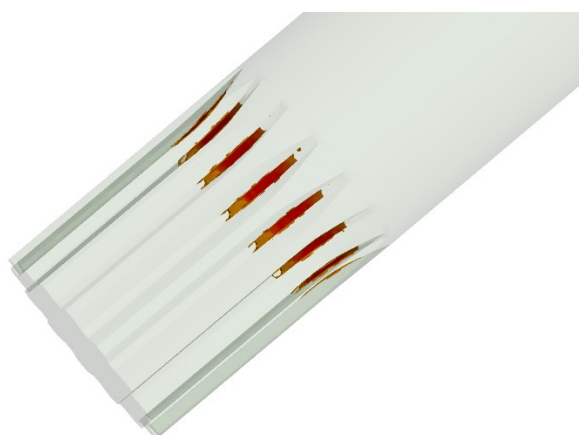
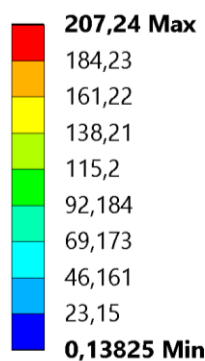
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1

359,85 Max
320
310
300
250,04
200,09
150,13
100,17
50,216
0,25899 Min



Obr. 7.35 Detail maxima redukovaného napětí

Maximum Shear Stress
Type: Maximum Shear Stress
Unit: MPa
Time: 1



Obr. 7.36 Smykové napětí – filtr zobrazení špiček tečného napětí v drážkování

Vzhledem k vysoké mezi kluzu materiálu hřídele, vyhovuje plná hřídel z hlediska napětí kontrole a je schopna vydržet stav přetížení s dostatečnou bezpečností. Z hlediska únavy bude napětí vzhledem k maximálně polovičnímu zatížení menší a hřídel vyhovuje kontrole.

8 Závěr

Zvolená varianta 1 splňuje všechny požadavky stanovené ze strany firmy, a to požadavky na:

- reverzaci pohybu elektromotorem
- zachování možnosti použít manuální kliku bez nutnosti provedení konstrukčních úprav tohoto konstrukčního uzlu
- zachování přímého uspořádání pohonu

Tato varianta nabízí jednoduchou a rychlou obsluhu ve srovnání s ostatními návrhy. Ve velké míře usnadňuje ovládání stroje s minimálními nároky na sílu obsluhy. Je použitelná v kombinaci se starším i novým typem ventilátoru, který představoval omezení rozměrů a uspořádání návrhu. Varianta byla konstrukčně zpracována do 3D modelů a požadované výkresové dokumentace. Po realizaci návrhu do fáze prototypu se předpokládá testování životnosti a provedení zátěžových zkoušek, kterými dojde k praktickému ověření výsledků provedených pevnostních kontrol.

Zhodnocení dosažených cílů:

1. Byla provedena rešerše v oblasti žehliček i částí pohonů a seznámení se tak s jejich současným stavem.
2. Na základě provedené rešerše a rozboru současného řešení a dostupných možností byly navrženy konstrukční úpravy a z navržených modifikací byla zvolena optimální varianta.
3. U zvolené varianty byly provedeny návrhové a pevnostní výpočty. Vybrané díly byly podrobeny MKP analýze, kterou bylo ověřeno, že hodnoty napětí a deformací nepřekračují únosnou mez. Porovnáním hodnot napětí zjištěných MKP analýzou a analytickým výpočtem byla ověřena správnost těchto výsledků, které se u obou variant liší pouze s malou, akceptovatelnou, odchylkou.
4. Po ověření navržených rozměrů pevnostními kontrolami, byla vypracována sestavná výkresová dokumentace navrženého konstrukčního uzlu s vykreslením potřebných detailů pro montáž.

Cíle, které byly stanoveny v úvodu, jsou splněny.

9 Použitá literatura a zdroje

- [1] LEINVEBER, J., VÁVRA P.: *Strojnické tabulky*. 3. doplněné vydání. Albra, Úvaly, 2006. ISBN 80-7361-033-7
- [2] ČERNOCH, S.: *Strojně technická příručka – Svazek 1*. 13. vydání. SNTL – Nakladatelství technické literatury, n. p., Spálená 51, Praha 1, 1977. 1296 s. L13E1-IV-51/223355
- [3] DEJL, Z.: *Konstrukce strojů a zařízení I. - spojovací části strojů*. Montanex a.s., 2000. ISBN 80-7225-018-3
- [4] MORAVEC, V., PIŠTÁČEK, D.: *Pevnost a životnost dynamicky namáhaných strojních součástí*. Ostrava: VŠB-TUO, 2011. 2. vydání. ISBN 978-80-248-2522-9.
- [5] ODERSKÝ, M. GLAC, A.: *Direct driver system of the flatwork ironer*. 11466013.7. Přihlášeno 08. 06. 2011. Uděleno 12. 12. 2012.
- [6] ČSN 41 4220 Ocel 14 220 Mn-Cr
- [7] ČSN EN 1561 Slévárenství – Litiny s lupínkovým grafitem
- [8] ČSN 41 1600 Ocel 11 600
- [9] *Primus prádelenská technika – Průmyslový sušicí válcový žehlič I33* [online]. c2012, [cit. 2015-20-12] <http://www.primuslaundry.com/_media/primus-5dc3c05af310128b4771544ceea5cd6b/techspecs_i33_cz.pdf>
- [10] *EPO elektropohony – Technické listy EPO – převodovky VARVEL RT, RS, RD* [online]. [cit. 2015-20-12] <http://www.epo.cz/stahovani-souboru/cat_view/30-produkty-dokumentace-a-technicke-listy/38-prevodovky/111-varvel.html>
- [11] *KEB Magnet Technique – Catalogue „Electromagnetic Technology“* [online]. c2015, [cit. 2015-12-29] <https://www.keb.de/en/service-downloads/downloads.html?tx_damdlbycat_pi1%5Bcat%5D%5B1835%5D=1835&tx_damdlbycat_pi1%5Bshowgroup%5D=133&tx_damdlbycat_pi1%5Bdocutype%5D%5B3%5D=3&type=767>
- [12] *LOCTITE – Technický listy Loctite 638* [online]. c2015, [cit. 2015-02-03] <<http://tds.loctite.com/tds5/docs/638-CS.PDF>>
- [13] *SKF Bearing Calculator – Kalkulátor ložisek* [online]. [cit. 2015-02-16] <<http://webtools3.skf.com/BearingCalc/selectCalculation.action>>
- [14] *SCHAEFFLER medias - Self-aligning deep groove ball bearings 204-NPP-B* [online]. [cit. 2015-02-27] <http://medias.schaeffler.de/medias/en!hp.ec.br.pr/2...-NPP-B*204-NPP-B?clrsb=1>

- [15] *SCHAEFFLER medias – Rolling bearings - Load carrying capacity and life* [online]. [cit. 2015-03-10] <http://medias.schaeffler.de/medias/en!hp.tg.cat/tg_hr*ST4_102027403>
- [16] *IGUS – Iglidur G - The General Purpose Bearing* [online]. [cit. 2015-03-10] <http://www.igus.cz/iPro/iPro_02_0001_0000_CZcs.htm?c=CZ&l=cs/>
- [17] *Primus Laundry Equipment – Profesionální korytové mandly I30 -160* [online]. c2016, [cit. 2015-11-20] <<http://www.primuslaundry.com/cz/flatwork-ironers/i-line-professional/i30-160/>>
- [18] *Primus Laundry Equipment – Průmyslové sušící válcové žehliče I33 -160* [online]. c2016, [cit. 2015-11-20] <<http://www.primuslaundry.com/cz/flatwork-ironers/i-line-commercial/i33-160/>>
- [19] *Nord Drivesystems – Šnekové převodovky SI Universal* [online]. c2015, [cit. 2015-12-12] <https://www.nord.com/cms/cz/product_catalogue/geared_motors/worm_geared_motors/pdp_worm_geared_motors_1544.jsp#panel-0-detaily>
- [20] *Nord Drivesystems – Kuželočelní převodovky* [online]. c2015, [cit. 2015-12-12] <https://www.nord.com/cms/cz/product_catalogue/geared_motors/helical_bevel_geared_motors/pdp_helical_bevel_geared_motors_1527.jsp>
- [21] *EXVALOS – Jednosměrná ložiska - volnoběžky* [online]. [cit. 2015-12-12] <<http://www.exvalos.cz/jednosmerna-loziska---volnobecky/jednosmerna-loziska---volnobecky/>>
- [22] *PSP Pohony – Elektromagnetická kotoučová spojka* [online]. [cit. 2015-12-12] <<http://www.pohony.cz/cs/spojky/katalog/elektromagneticke-kotoucove-spojky6/elektromagneticka-kotoucova-spojka-eks-5>>
- [23] *Ortlinghaus – Mechanicky ovládané lamelové spojky Sinus* [online]. c2004, [cit. 2015-12-12] <<http://www.troma-mach.cz/wp-content/uploads/2015/07/ortlinghaus-mechanicke-a-lamelove-spojky-cz.pdf>>
- [24] AutoCAD Mechanical 2015 [software]. [2016-02-10]
- [25] ANSYS Workbench 16.0 [software]. [2016-03-15]
- [26] KAUZLARIČ, J.: *Modifikace systému pohonu žehlicího válce žehliče: Technická zpráva k diplomové práci*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2016, 8 s. Vedoucí práce: Foltá, Z.

Seznam příloh

Výkresová dokumentace přiložená k Technické zprávě k diplomové práci:

Pohonná jednotka žehliče

DIP-2016-0007-10S

Umístění pohonu žehliče

DIP-2016-0007-1S

Kusovník pohonné jednotky

DIP-2016-0007-10S-K

Zvláštní příloha:

Datový nosič CD-ROM

Poděkování

Děkuji vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Zdeňku Foltovi, Ph.D. za odborné vedení a konzultační činnost při zpracování diplomové práce.

Dále děkuji konzultantovi za firmu Alliance Laundry CE s.r.o. Ing. Michalovi Oderskému za poskytnutí tématu diplomové práce a odborné konzultace v oblasti řešené problematiky při zpracování diplomové práce.